

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 1: MEMORIA

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014

ÍNDICE

1.-INTRODUCCIÓN. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	3 -
2.- OBJETO DEL PROYECTO	3 -
2.1.-DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA INICIAL	4 -
2.1.1.- SISTEMAS DE FRENADO. INSTALACIONES	5 -
2.1.1.1.- FRENO DE SERVICIO	5 -
2.1.1.2.- FRENO DE SOCORRO.....	8 -
2.1.1.3.- FRENO DE ESTACIONAMIENTO	9 -
2.1.2.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO	9 -
2.1.2.1.- INSTALACIÓN DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA.....	10 -
2.1.2.2.- DISPOSITIVO DE ACCIONAMIENTO	12 -
2.1.2.3.- DISPOSITIVO DE TRANSMISIÓN.....	12 -
2.1.2.4.- FRENOS.....	13 -
2.1.2.4.1.- FRENOS DE FRICCIÓN.....	13 -
2.1.2.4.1.1.- FRENOS DE TAMBOR	13 -
2.1.2.4.1.2.- FRENOS DE DISCO	23 -
2.1.2.4.1.2.1.- FRENOS DE DISCO CERÁMICOS.....	35 -
2.2.-ECUACIÓN FUNDAMENTAL DEL FRENADO	38 -
2.2.1.- RESISTENCIA AL AVANCE POR RODADURA	40 -
2.2.2.- RESISTENCIA AERODINÁMICA	42 -
2.2.3.- EFECTO DE RAMPA/PENDIENTE	43 -
2.2.4.- FUERZA DE FRENADO	45 -
2.2.5.- ECUACIÓN FUNDAMENTAL DEL FRENADO	51 -
2.3.- ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES DE FRENADO	52 -

2.3.1.- DISTANCIA DE FRENADO	- 52 -
2.3.2.-TIEMPO DE FRENADO	- 54 -
2.3.3.- EFICACIA O RENDIMIENTO DE FRENADO	- 57 -
2.4.- REPARTO DE LA FUERZA DE FRENADO	- 58 -
2.5.- COEFICIENTE DE ADHERENCIA UTILIZADO	- 65 -
2.6.- FUERZA QUE ACTÚA SOBRE LA PASTILLA DE FRENO.....	- 67 -
2.7.- ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE FRENOS	- 70 -
2.7.1.- POTENCIA DE FRENADO	- 70 -
2.7.2.- CÁLCULO TÉRMICO	- 71 -
2.7.3.- FACTORES DE CONVECCIÓN EN LOS DISCOS DE FRENO	- 74 -
2.7.3.1.- CONVECCIÓN FRONTAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO	- 76 -
2.7.3.2.- CONVECCIÓN LATERAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO	- 78 -
2.7.3.3.- CONVECCIÓN POR EFECTO GIRATORIO EN DISCO MACIZO Y VENTILADO	- 79 -
2.7.3.4.- CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LOS CANALES DEL DISCO VENTILADO	- 80 -
3.- FUERZAS DE CORTE EN LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DE LA RUEDA	- 83 -
4.- CONCLUSIONES DE LA MEMORIA	- 86 -

1.-INTRODUCCIÓN. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

Los vehículos están dotados de freno a todas las ruedas incorporando, en muchos casos, sistemas de ayuda que disminuyen los esfuerzos a ejercer por el conductor. El sistema de frenado proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detención total del mismo, con lo que representa un elemento fundamental en la seguridad. Este funcionamiento deberá asegurar un grado de fiabilidad muy alto, ya que el fallo de los frenos tiene una elevada probabilidad de convertirse en un accidente de graves consecuencias. Por otro lado, los frenos deberán conseguir que el vehículo se detenga en la mínima distancia posible, sin necesitar para ello grandes esfuerzos del conductor.

2.- OBJETO DEL PROYECTO

Este proyecto se centra en el diseño, estudio térmico y de deformación del disco de freno así como una comparativa entre los dos tipos de disco de freno existentes (ventilados y no ventilados).

El diseño del disco se realiza mediante el programa de elementos finitos Catia ya que a través de este proyecto se pretende aprender a manejar dicho programa ya que es esta muy demandado en el ámbito profesional. Dicho diseño se basa en un modelo de disco de freno ya existente pero modificado para poder experimentar con otra geometría de ventilación y ver los resultados que ofrece. Así mismo, hemos diseñado el mismo disco pero sin ventilación y con ello se pretende demostrar a través del estudio térmico que los discos ventilados disipan mejor el calor que los discos sin ventilar. Además del diseño de los discos, se va a realizar el diseño del área de contacto de las pastillas de freno para poder realizar un estudio de deformación que ofrece el programa Catia. Por último, se ha diseñado una

llanta, un neumático y los tornillos tanto los que fijan la llanta al buje como el tronillo que fija el freno de disco para realizar cálculos secundarios necesarios para los principales como el de deformación de los discos de freno y el cálculo de las solicitaciones en los tornillos.

El estudio térmico anteriormente citado se llevará a cabo a través del programa de elementos finitos Ansys, ya que se pretende alcanzar un conocimiento de la utilización de este programa que ofrece diversos estudios muy interesantes, entre ellos térmicos y de circulación de un fluido a través de una geometría que en nuestro caso serán los discos de freno diseñados en Catia. Para dicho estudio térmico hay que hallar los coeficientes de convección que serán introducidos en Ansys, por lo que se pretende adquirir un conocimiento de investigación sobre los tipos de convección que afectan a un disco de freno.

2.1.-DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA INICIAL

Los sistemas de frenado deberán desempeñar las siguientes funciones:

- Reducir la velocidad del vehículo.
- Permitir la detención total del vehículo.
- Mantener el vehículo parado.

Esto significa que los sistemas de frenado son esenciales para asegurar una conducción segura, lo que hace que los sistemas de frenos estén sometidos a regulaciones muy estrictas.

La directiva 98/12 define Dispositivo de frenado como el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de

un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si ya se encuentra detenido. El dispositivo se compone del mando, la transmisión y el freno propiamente dicho.

2.1.1.- SISTEMAS DE FRENADO. INSTALACIONES

Las reglamentaciones estipulan que el sistema de frenado de un vehículo turismo tiene que incluir un equipo formado por:

- Freno de servicio.
- Freno de socorro.
- Freno de estacionamiento.

El freno de servicio se suele accionar mediante un pedal, mientras que el mecanismo del freno de estacionamiento puede ser accionado con la mano o con el pie.

2.1.1.1.- FRENO DE SERVICIO

El freno de servicio se usa para decelerar el vehículo (de forma directa o indirecta escalonada) durante la conducción normal, para mantener la velocidad del vehículo constante durante los descensos o para detenerlo. Éste es el sistema empleado durante la operación normal del vehículo. El pedal permite el control de un modo preciso de un sistema que actúa en todas las ruedas del vehículo.

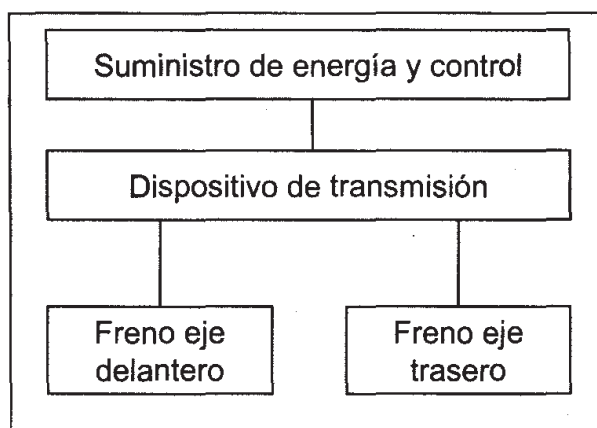


Figura 2.1 Sistema de freno neumático de circuito único

a) Sistema de frenos de circuito único

Los sistemas más sencillos utilizan un dispositivo de transmisión sencillo o único para transmitir la energía de frenado a todas las ruedas del vehículo. Este es el sistema sencillo o único de frenado. Un defecto en alguna parte de este circuito originaría el fallo del sistema de frenado entero.

b) Sistema de frenos de circuito dual

Para aumentar la seguridad, el dispositivo de transmisión del sistema de frenos incorpora dos circuitos. En vehículos industriales la práctica habitual consiste en asignar un circuito de frenado a los cilindros del freno del eje (o ejes) delantero, y el segundo de los circuitos al eje (o ejes) trasero. En caso de que uno de los circuitos del sistema dual de freno falle, el segundo, intacto, permanecería operativo.

Suponiendo que sea suficientemente efectiva, la parte superviviente del sistema dual de frenos puede servir como sistema secundario de frenado.

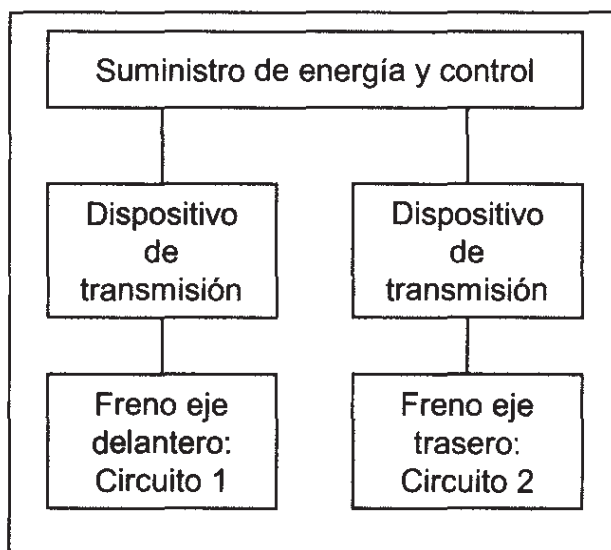


Figura 2.2 Sistema de freno neumático de circuito doble

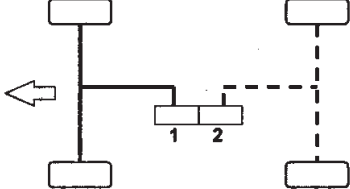
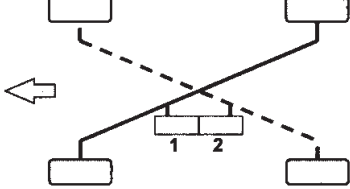
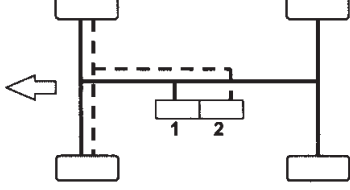
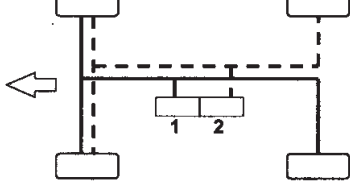
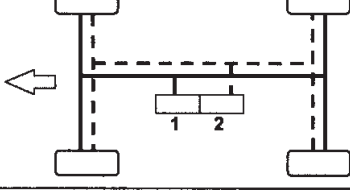
De las cinco opciones definidas por la norma DIN 7400, se usan para turismo la distribución diagonal (X) y la distribución eje delantero-eje trasero (II).

Para asegurar el cumplimiento de la reglamentación referente al sistema auxiliar de frenado, los vehículos con cargas elevadas en el eje delantero llevan distribución diagonal, en la cual cada circuito frena una rueda delantera y la trasera del lado opuesto (en diagonal). El sistema con circuitos separados para el eje delantero y el trasero (II) es más adecuado para los vehículos más cargados en el eje trasero y para los vehículos industriales medios y pesados. El resto de las configuraciones (HI, LL, HH) son menos seguras, por lo que las dos opciones mencionadas anteriormente son las usadas en prácticamente todos los casos.

Estos sistemas pueden ser de los denominados frenos antibloqueo ABS (ANTILOCK BRAKING SYSTEM), que esencialmente consisten en un conjunto de elementos que se añaden a la instalación del freno de servicio

para detectar y controlar el bloqueo de las ruedas durante las operaciones de frenado.

Tabla 2.1 Nomenclatura de la distribución de fuerza de frenado (DIN 74000)

	<p>Sistema II</p> <p>Distribución eje delantero, eje trasero. Cada circuito frena un eje</p>
	<p>Sistema X</p> <p>Distribución diagonal</p>
	<p>Sistema HI</p> <p>Distribución eje delantero-eje trasero, eje delantero</p>
	<p>Sistema LL</p> <p>Distribución eje delantero y rueda trasera, eje delantero y rueda trasera</p>
	<p>Sistema HH</p> <p>Distribución eje delantero-eje trasero, eje delantero-eje trasero</p>

2.1.1.2.- FRENO DE SOCORRO

En el caso de fallo en el sistema de freno de servicio, el sistema de frenos auxiliar o de socorro debe ser capaz de asumir las funciones de aquel, es decir, reducir la velocidad del vehículo o mantenerla en un valor constante o bien conseguir la total detención del vehículo. Este sistema puede

funcionar con un menor nivel de efectividad. El freno de socorro normalmente comparte componentes con el freno de servicio y/o el freno de estacionamiento; por ejemplo, cuando uno de los circuitos de un sistema de frenos de servicio de dos circuitos (conductos) realiza las funciones de freno auxiliar.

2.1.1.3.- FRENO DE ESTACIONAMIENTO

Los frenos de estacionamiento (“freno de mano”) adoptan la tercera de las funciones asignadas a un sistema de frenos. El freno de estacionamiento debe mantener el vehículo en estado estacionario, permaneciendo así en pendientes y en ausencia del conductor. Por motivos de seguridad, los frenos de estacionamiento deben permanecer totalmente operativos incluso ante fallos de los sistemas hidráulicos o neumáticos. Esta característica se consigue por medio del empleo de un sistema mecánico continuo que conecte la fuente suministradora de la energía y el freno; por ejemplo, unión mecánica o un cable entre la palanca del freno de mano y el freno de la rueda. Otra posibilidad pasa por el uso de un cilindro de aire comprimido conectado al freno de la rueda.

2.1.2.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO

Un sistema de frenos consta de los siguientes elementos:

- Instalación del suministro de energía.
- Dispositivo de accionamiento.
- Dispositivo de transmisión.
- Dispositivos adicionales en el vehículo tractor.
- Frenos.

2.1.2.1.- INSTALACIÓN DEL SUMINISTRO DE ENERGÍA

Son las partes de la instalación de frenos que proporcionan la energía necesaria, la regulan y en su caso la preparan. Esta instalación termina donde empieza el dispositivo de transmisión, es decir, donde empiezan los distintos circuitos de la instalación de freno, incluyendo, en su caso, los circuitos consumidores secundarios existentes para el abastecimiento de energía. La fuente de energía puede estar fuera del vehículo (por ejemplo, la instalación de frenos por aire comprimido de un remolque) o también puede ser la fuerza muscular de una persona. Dependiendo del tipo de energía empleada se pueden clasificar las instalaciones de frenado como sigue:

-Sistemas de frenado por energía muscular: La energía necesaria para producir la fuerza de frenado es suministrada exclusivamente por la fuerza que realiza el conductor. Este tipo de sistemas se utiliza en los coches de pasajeros y en los vehículos industriales ligeros. La fuerza aplicada por el conductor en el pedal o en la palanca de mano se transmite a los frenos mediante un sistema mecánico (sistema de palancas o cable Bowden) o hidráulico (cilindro principal y bombines en las ruedas) de transmisión.

-Sistemas de frenado asistido: En este caso la energía es suministrada en parte por la fuerza aplicada por el conductor y en parte por algún dispositivo de suministro de energía. Un servofreno emplea la fuerza muscular multiplicada por la fuerza adicional proporcionada por aire comprimido, vacío o un fluido hidráulico. Esta fuerza adicional se aplica en los frenos accionados mecánica o hidráulicamente. Puesto que la unión entre el mecanismo de control y los frenos es continua, el conductor puede frenar el

vehículo usando la fuerza muscular, aunque con la reducción de la efectividad del freno o el aumento de la fuerza en el mecanismo de control.

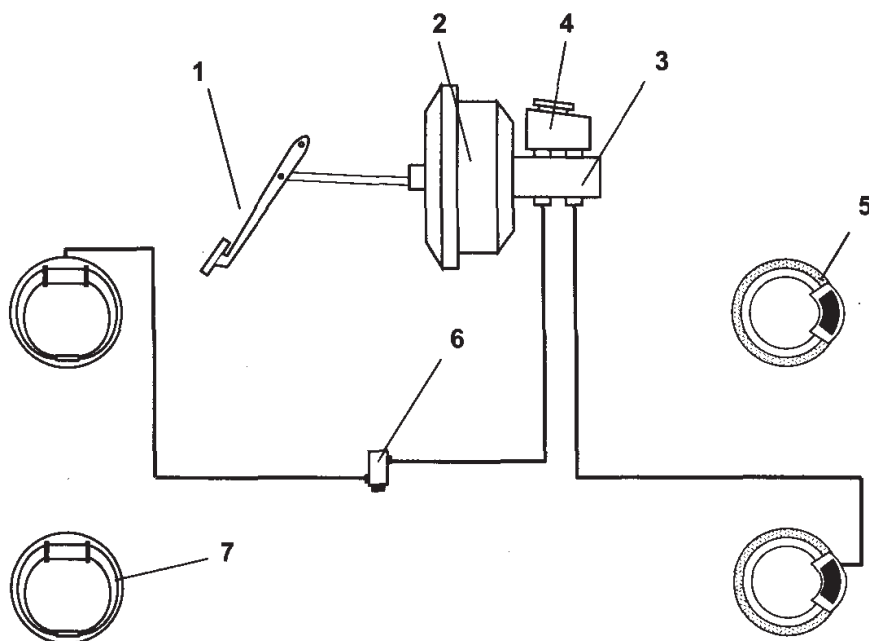


Figura 2.3

-Sistemas de freno con fuerza externa: La energía es producida por uno o varios dispositivos de suministro de energía completamente independientes de la fuerza aplicada por el conductor. Los vehículos industriales de medio o gran peso y turismos grandes con sistema ABS se equipan con sistemas de freno que funcionan exclusivamente con la aplicación de fuerzas generadas en fuentes (no musculares), como aire comprimido, presión de vacío o fluidos hidráulicos. La fuerza muscular del conductor se utiliza sólo en funciones de control, y no se usa generalmente para la generación de fuerzas de frenado.

-Freno automático de remolques: Esta instalación genera la energía para el frenado al producirse el acercamiento del remolque al vehículo tractor. La fuerza se genera por la energía cinética del acercamiento.

-Frenado por gravedad: Sistema en el cual la energía necesaria para suministrar la fuerza de frenado se produce por la fuerza de gravedad generada al descender una pieza de remolque.

2.1.2.2.- DISPOSITIVO DE ACCIONAMIENTO

Son los componentes del sistema de frenado que inician y regulan el funcionamiento de éste. La señal de control puede ser transmitida por medios mecánicos, neumáticos o hidráulicos, pudiendo usar también fuentes de energía externas. El dispositivo de accionamiento comienza donde se aplica la fuerza de actuación y termina donde se distribuye la energía de frenado o donde parte de la energía disponible se divide para controlar la energía de frenado.

En vehículos turismo este dispositivo puede ser activado directamente con el pie o la mano, mientras que en vehículos industriales puede activarse por acción indirecta del conductor o sin su intervención (en remolques).

2.1.2.3.- DISPOSITIVO DE TRANSMISIÓN

Son el conjunto de elementos de la instalación que transmiten la energía regulada por el dispositivo de accionamiento. Este dispositivo está situado a continuación del accionamiento o de la instalación de suministro de energía y llega hasta la parte del sistema donde las fuerzas se aplican directamente para frenar el vehículo.

2.1.2.4.- FRENOS

El freno es la parte del sistema donde se generan las fuerzas que se oponen y contrarrestan el movimiento del vehículo. El freno transforma la energía cinética del vehículo en calor.

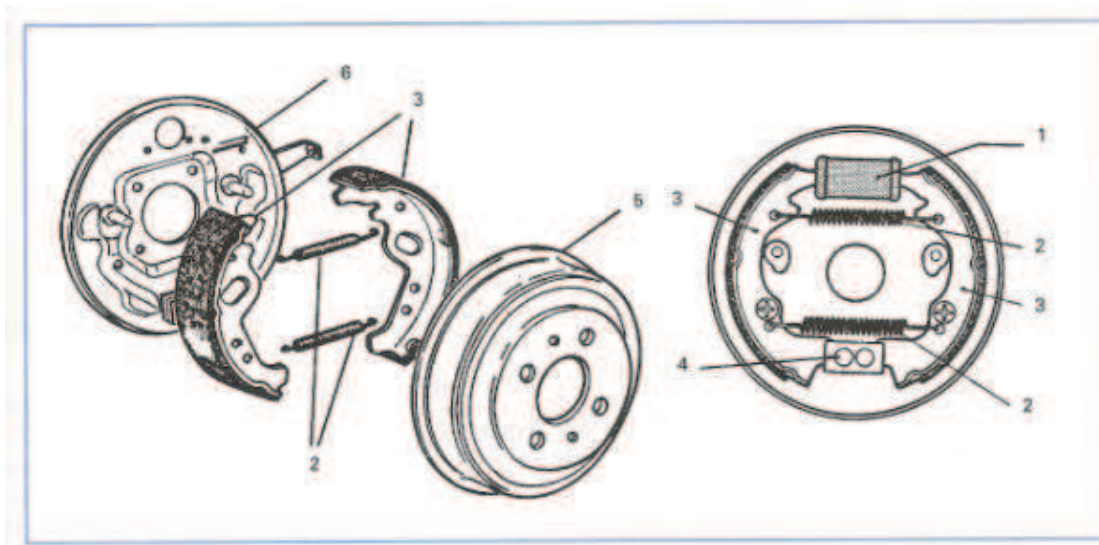
2.1.2.4.1.- FRENOS DE FRICCIÓN

La mayoría de los vehículos están equipados con frenos de fricción. Estos frenos usan la energía de frenado, almacenada en forma de presión, para presionar los forros de fricción (o cojinetes) contra el tambor del freno (o el correspondiente disco). En el frenado, la fricción se genera mediante la presión de las partes no rotativas (forros de fricción) contra aquellas que giran con las ruedas (tambor/disco).

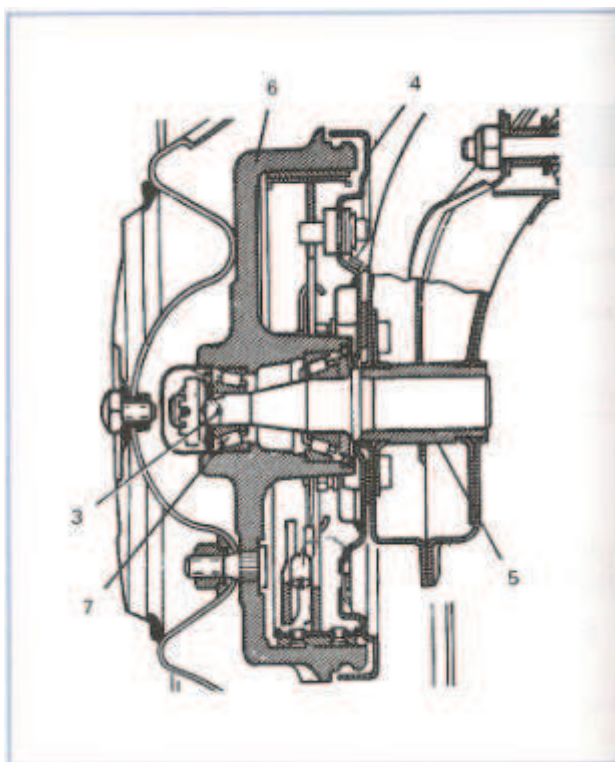
2.1.2.4.1.1.- FRENOS DE TAMBOR

El freno de tambor es un tipo de freno de fricción. Las fuerzas de frotamiento son aplicadas a la superficie interna de un tambor unido a la rueda.

Este tipo de freno está constituido por el tambor (5), que se une al buje de rueda por medio de tornillos, y al que se fija a su vez la llanta de rueda. Contra la superficie interna del tambor pueden aplicarse las zapatas (3), que son mantenidas en posición de reposo y alejadas del mismo por los muelles (2). Dichas zapatas están recubiertas de forros y sujetas al plato portazapatras (6), apoyando por su extremo superior en el Bombin (1) y por el inferior en el soporte (4).

**Figura 2.4**

La figura 2.4 muestra la disposición de montaje de un conjunto de freno de tambor, donde el plato portazapatas (4) se fija al eje trasero (5) por medio de tornillos, mientras que el tambor (6) se une a la mangueta (3) con interposición de dos cojinetes de rodillos troncocónicos (7). En el plato portazapatas (4) se fijan el cilindro receptor y las zapatas, quedando todo el conjunto cerrado por el tambor.

**Figura 2.5**

Según la disposición de montaje de las zapatas y del bombín de accionamiento se obtienen diferentes efectos de frenado. En la figura 2.5 se ha representado una disposición de las zapatas, en la que ambas se unen al plato en los puntos (A) y (B). Si el tambor gira a izquierdas, como se ha representado, cuando se produzca la acción de frenado la zapata izquierda se acuñará contra el tambor, mientras que la derecha será empujada por él, debido a las fuerzas puestas en juego.

Efectivamente, por la acción del bombín de frenos sobre los extremos superiores, las dos zapatas están sometidas durante el frenado a dos fuerzas iguales y de signos contrarios (no representadas en la figura), que las aplican contra el tambor, merced a las cuales nacen las fuerzas tangenciales de frotamiento (F_1) y (F_2), para el sentido de giro del tambor que se ha tomado.

Estas fuerzas pueden descomponerse en las (F'_1) y (F'_2), que siguen la dirección de los ejes de giro (A) y (B), y las (F''_1) y (F''_2) perpendiculares a las

anteriores, que en el caso de la zapata izquierda hace aumentar la fuerza de aplicación al tambor, mientras que en la derecha la disminuye en la misma proporción. Este efecto hace que la zapata izquierda (llamada primaria) frene más que la derecha (llamada secundaria).

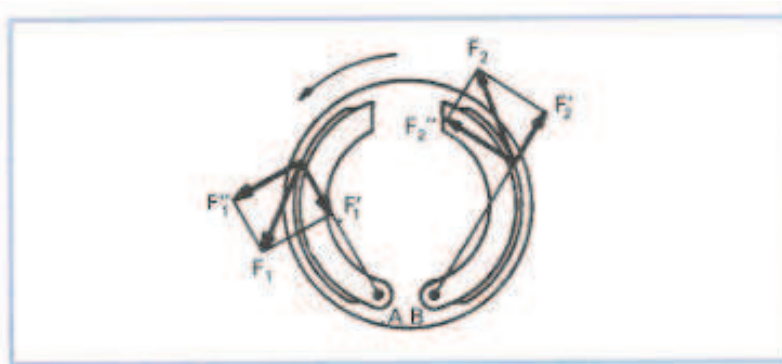
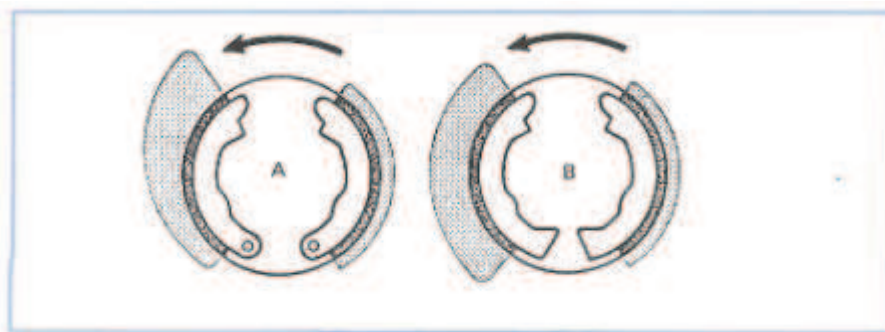


Figura 2.6

Si se invierte el giro del tambor, como ocurre cuando el vehículo rueda marcha atrás, este efecto aparece cambiado en las zapatas, como es lógico suponer.

Así pues, como consecuencia de la aplicación de estas fuerzas, se obtiene una fuerza de frenado mayor en la zapata primaria, como muestra el diagrama de presiones (A) de la figura 2.6, que por esta razón se desgasta con más rapidez. Además, el efecto de acuñamiento no está regularmente repartido en toda la superficie de rozamiento de la zapata, siendo mayor en la zona más alejada del eje de articulación, lo que supone un mayor desgaste de la zapata en esta zona. Con un montaje flotante de la parte inferior de la zapata, como el de la figura 2.4, el efecto obtenido es el que muestra el detalle B de la figura 2.7.

**Figura 2.7**

Para repartir equilibradamente los esfuerzos en ambas zapatas y en toda su superficie, se recurre a diversas disposiciones, de entre las que pueden citarse las siguientes:

- a) Utilizar guarnituras de diferentes coeficientes de rozamiento.
- b) Utilizar guarnituras de superficies diferentes.
- c) Accionar las zapatas con fuerzas desiguales.
- d) Modificar los dispositivos de fijación al plato.
- e) Modificar los dispositivos de mando de las zapatas.

La modificación de los dispositivos de fijación de las zapatas al plato tiene como objetivo asegurar el mejor centrado posible de las mismas contra el tambor. En la figura 2.7 se vio que las zapatas apoyan por su extremo inferior en un patín (4) en lugar de unirse al plato en un eje de giro. Con esta disposición se consigue una mayor libertad de movimiento de las mismas, que además de aplicarse al tambor cuando son separadas por la acción de la presión hidráulica del bombín (1), pueden desplazarse ligeramente en sentido vertical, adaptándose mejor al tambor en toda su periferia.

El efecto de acuñamiento de la zapata primaria puede ser aprovechado para distribuir las acciones de frenado entre las dos zapatas. La figura 2.8 muestra una disposición en que las dos zapatas (3) están unidas entre sí por su parte

inferior, por medio de una biela (4, montaje flotante), mientras por su extremo superior se apoyan en el bombín (1) por la acción de los muelles (2). En este tipo de freno (llamado duoservo o autoarrastre). Las zapatas son desplazadas de su parte superior bajo la acción del cilindro receptor (1), produciéndose el acuñamiento de la primaria (izquierda) en su zona superior (con giro en ese sentido del tambor), mientras que por la inferior transmite el empuje a la secundaria (derecha), que a su vez se acuña en el tambor de su parte inferior, aumentando la fuerza de frenado

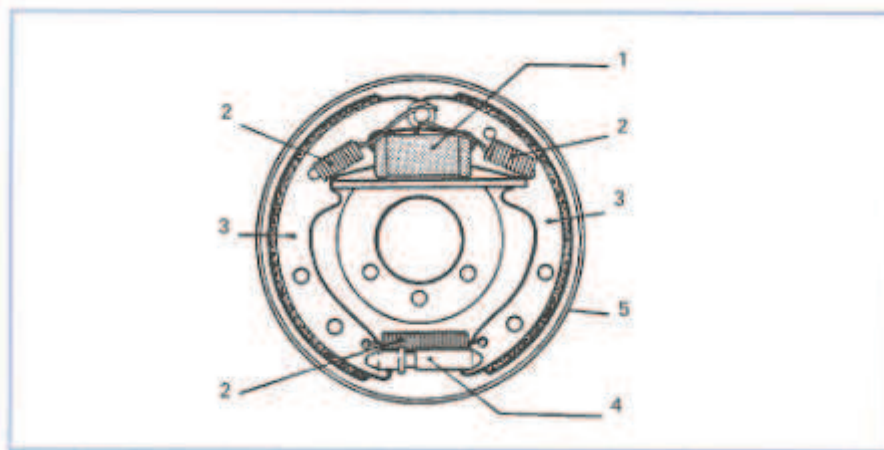
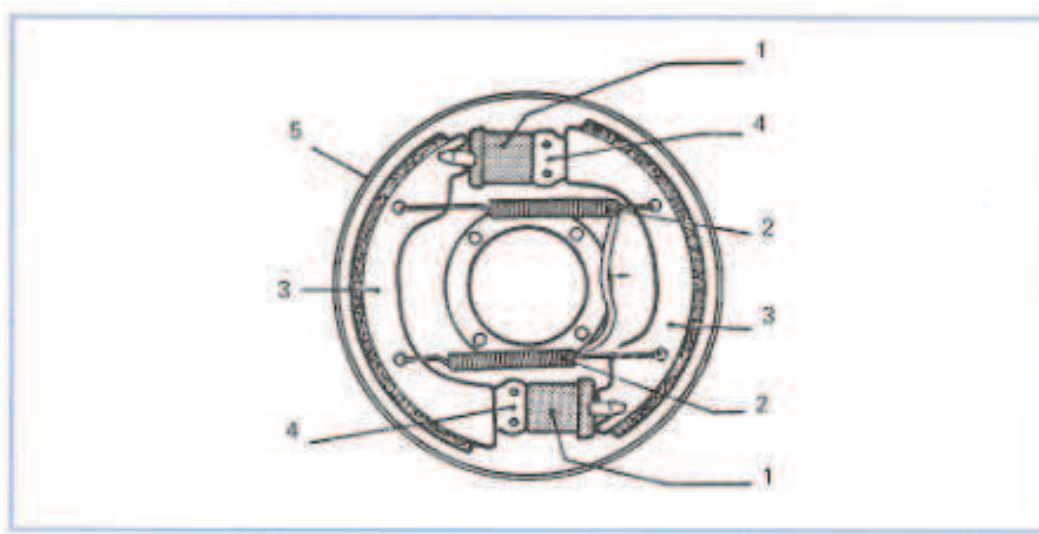


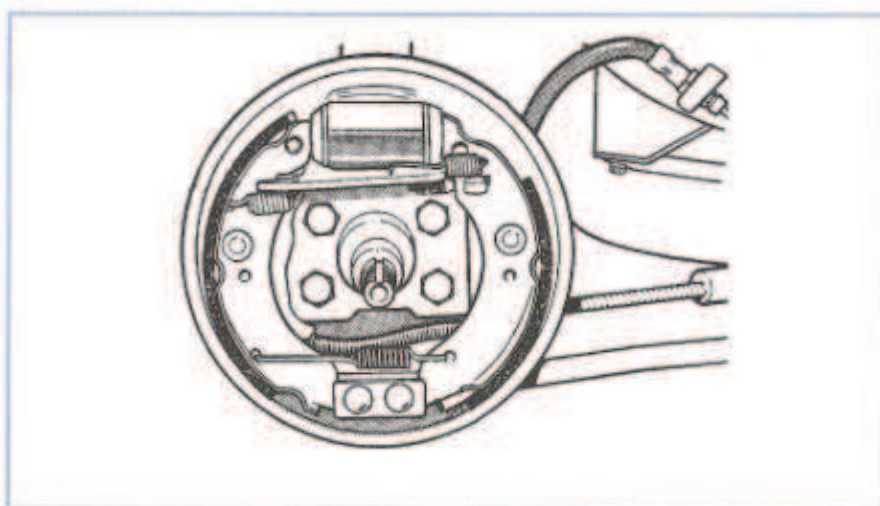
Figura 2.8

Otro de los tipos de freno utilizados es el representado en la figura 2.9, donde puede verse que cada una de las zapatas (3) es accionada por un bombín (1), apoyándose de manera flotante en el otro en su extremo posterior (4). Así, en la acción de frenado ambas zapatas se acuñan sobre el tambor, permitiendo su apoyo flotante en el soporte (4) el correcto centrado sobre el tambor.

**Figura 2.9**

Para aumentar la acción de frenado de las zapatas secundarias se dispone algunas veces de un bombín de doble cuerpo, en el que existen dos secciones, la mayor de las cuales manda el desplazamiento de la zapata secundaria. Con ello se consigue que ésta se aplique al tambor más enérgicamente, para contrarrestar el efecto de desplazamiento de él en la acción de frenado y compensar el acuñaado de la zapata primaria.

Otras veces se disponen los forros de las zapatas de distinta longitud (figura 2.10), presentando la secundaria una mayor superficie de rozamiento que la primaria, compensándose así su menor acción de frenado (giro a derechas de tambor). En esta disposición, además, las guarnituras de ambas zapatas están decaladas, de manera que los desgastes de ambas queden mejor repartidos.

**Figura 2.10**

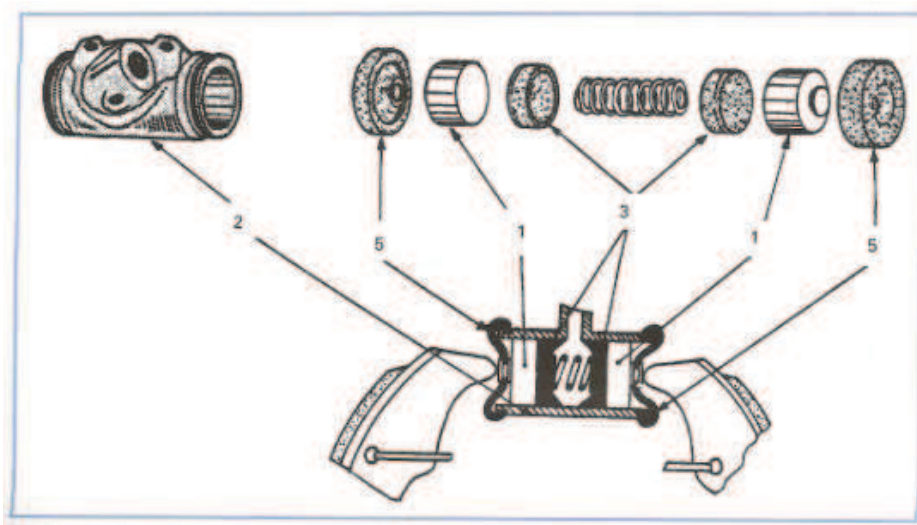
Cualquiera que sea el tipo de freno utilizado, las zapatas están formadas por una pieza de acero en forma de media luna, recubierta con un forro de un tejido de amianto prensado o moldeado en armazón de hilos de latón, que se sujeta a la zapata por medio de remaches embutidos hasta tres cuarto del espesor del forro, para que no rocen contra el tambor y lo rayen. Otros veces, los forros van pegados con productos especiales a base de resina sintética, resistentes a las temperaturas elevadas que habrán de soportar.

Una guarnitura de freno debe poseer dos cualidades importantes: un buen coeficiente de rozamiento y una gran resistencia a la presión y al desgaste, debiendo soportar el trabajo de fricción con un desgaste mínimo, cualesquiera que sean las condiciones de temperatura y presión en que funcionen. Para lograr estos resultados, el amianto de que están constituidas se impregna de una resina sintética, que le confiere mayor dureza, alcanzándose coeficientes de rozamiento superiores a 0.4, aunque lo más corriente es utilizar guarnituras de coeficiente 0.3 para una temperatura de 0 a 250°C y 15 bar de presión.

El tambor de freno se fabrica de fundición perlética centrifugada, para que su superficie de frotamiento contra la zapata sea resistente al desgaste y la deformación. En su periferia se rebordea con una pestaña para evitar la entrada de agua o polvo al interior.

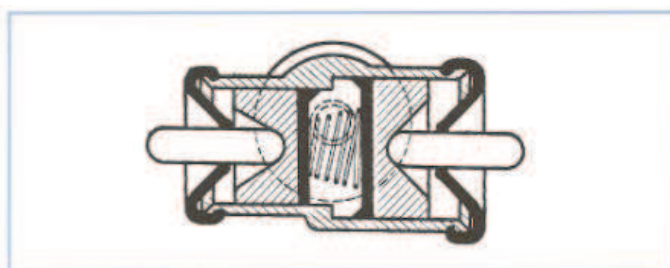
A fin de limitar el aumento de la temperatura al nivel de las superficies de fricción, es necesario que el calor producido en una frenada se disipe rápidamente en la masa del metal, evacuándose al aire ambiente. Con este objeto se disponen en ocasiones unas nervaduras en la periferia del tambor.

El líquido desplazado por la bomba de frenos cuando se pisa el pedal, llega a cada uno de los bombines o cilindros de rueda que, como puede verse en la figura 2.11, está constituido por un cilindro (2), en cuyo interior se alojan los pistones (1) en oposición, delante de cada uno de los cuales se dispone una guarnición (3), que se adapta perfectamente al cilindro. Estos dos pistones se mantienen separados entre sí por la acción de un muelle. En el bombín hay practicado un orificio roscado, al que se acopla la canalización de llegada del líquido. Cuando éste entra al bombín, se produce la separación de los pistones (1), que a su vez empujan a las zapatas:

**Figura 2.11**

Las guarniciones flexibles (3) de los émbolos están configuradas de modo que la presión hidráulica las adapte perfectamente a las paredes del cilindro, produciendo una excelente hermeticidad que impide la fuga de líquido al exterior. Para evitar la entrada de polvo o suciedad a los bombines, se disponen los guardapolvos (5) en ambos extremos.

En algunos tipos de freno se dispone un bombín diferencial como se ve en la figura 2.12 que contiene dos pistones de diámetros diferentes, el mayor de los cuales acciona la zapata secundaria, como ya se dijo, que de esta manera sufre un mayor empuje contra el tambor, que compensa el desplazamiento que se produce en la acción de frenado.

**Figura 2.12**

2.1.2.4.1.2.- FRENOS DE DISCO

La mayor parte de los vehículos actuales están dotados de frenos de disco, al menos en las ruedas delanteras, ya que con ellos se obtiene una mayor fuerza de frenado. Sabido es que los frenos de tambor presentan el problema del “fading”, cuando el calor generado en frenadas sucesivas no es evacuado con la suficiente rapidez, lo que no ocurre en los de disco, que están mucho mejor ventilados y, en todo caso, la dilatación del disco con el aumento de temperatura lo acerca más a las plaquetas, al contrario de lo que ocurre en los de tambor con éste y las zapatas.

Los frenos de disco están constituidos esencialmente por un disco fijado al buje de rueda, con el cual gira, y una pinza donde se alojan unas plaquetas que pueden ser aplicadas contra el disco para contener su giro. La figura 2.13 muestra la disposición de montaje en un sistema de freno de disco, en el cual la pinza de freno se fija al portamangueta por mediación de los tornillos (A). En el interior de esta pinza y abrazando al disco por sus dos caras, se disponen las plaquetas de freno, que serán activadas por el émbolo aplicándose contra el disco en la acción de frenado.

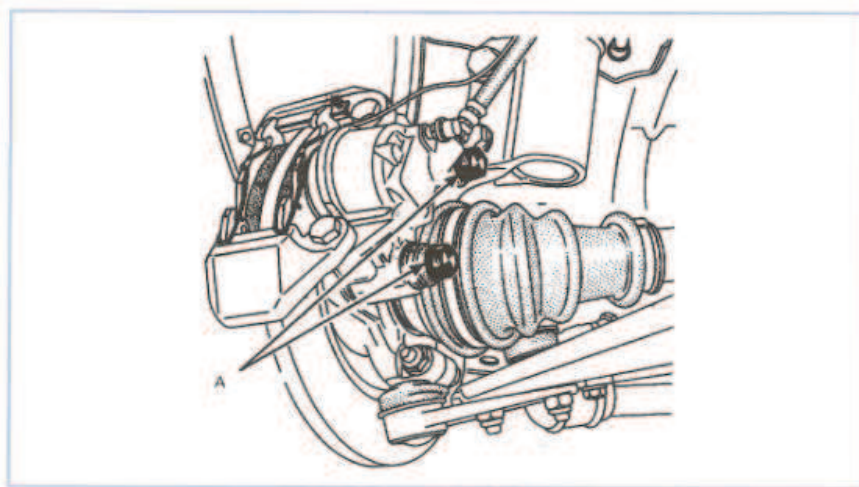


Figura 2.13

En los freno de disco, la fuerza de frenado es obtenida por la aplicación de fuerzas axiales y no radiales como en los frenos de tambor, que son ejercidas en sentido inverso al de la dilatación. Estas fuerzas se generan por el apriete de un disco (1) entre dos plaquetas o pastillas (4) simétricas, alojadas en un estribo o pinza de freno (3), que son desplazadas hacia las dos caras del disco por sendos pistones (2) accionados hidráulicamente.

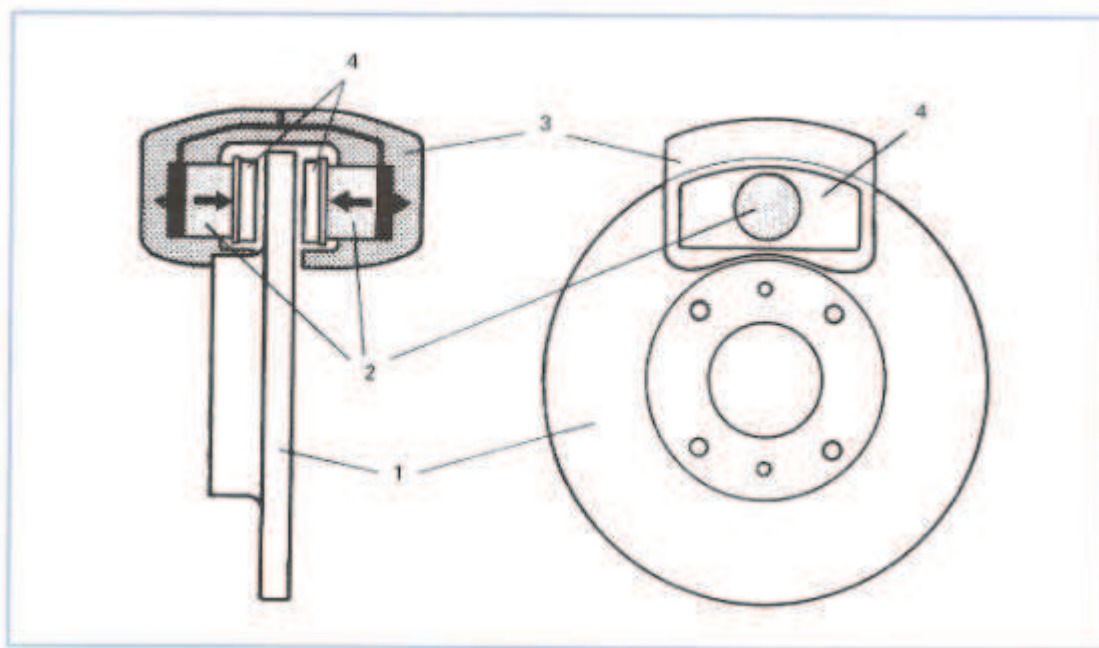


Figura 2.14

En este tipo de freno, el disco es sometido por sus dos caras a fuerzas iguales, evitándose así toda deformación del mismo y el desgaste irregular de las guarnituras.

El equilibrado de las fuerzas puede lograrse con un montaje rígido de la pinza, como el representado en la figura 2.15, en que los dos pistones laterales aplican las pastillas contra el disco con fuerzas iguales, o bien con un montaje flotante de la pinza, donde el único pistón aplica una de las pastillas contra el disco bajo la acción hidráulica, mientras que la reacción

de este esfuerzo desplaza todo el estribo a la derecha, aplicando la otra pastilla contra el disco en la cara opuesta, hasta la obtención del equilibrio entre ambas fuerzas.

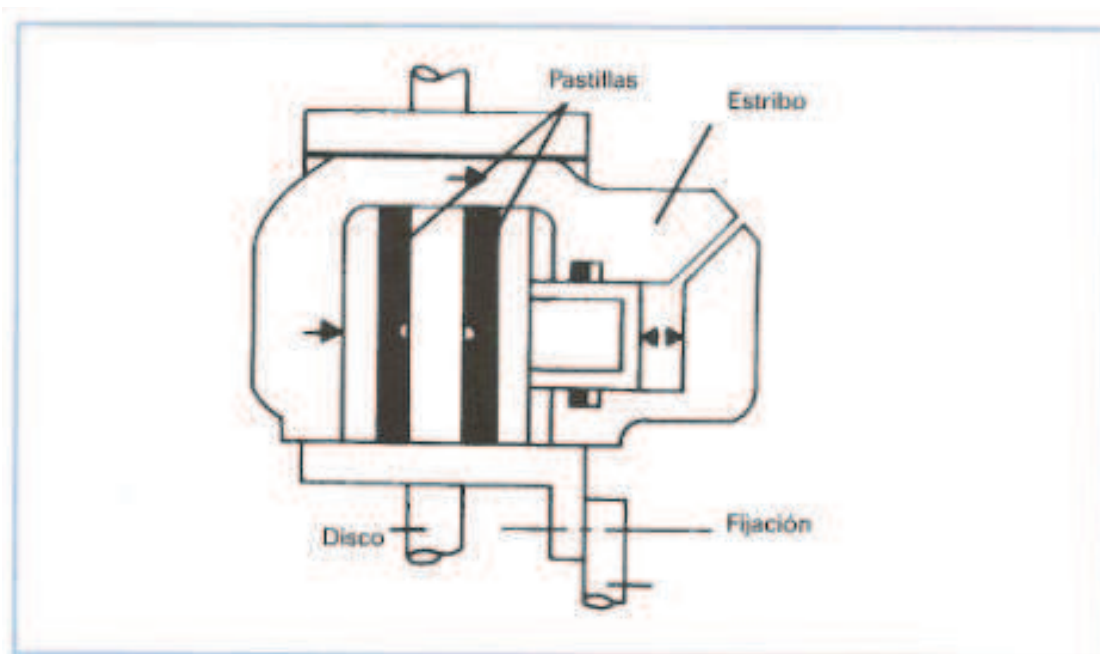


Figura 2.15

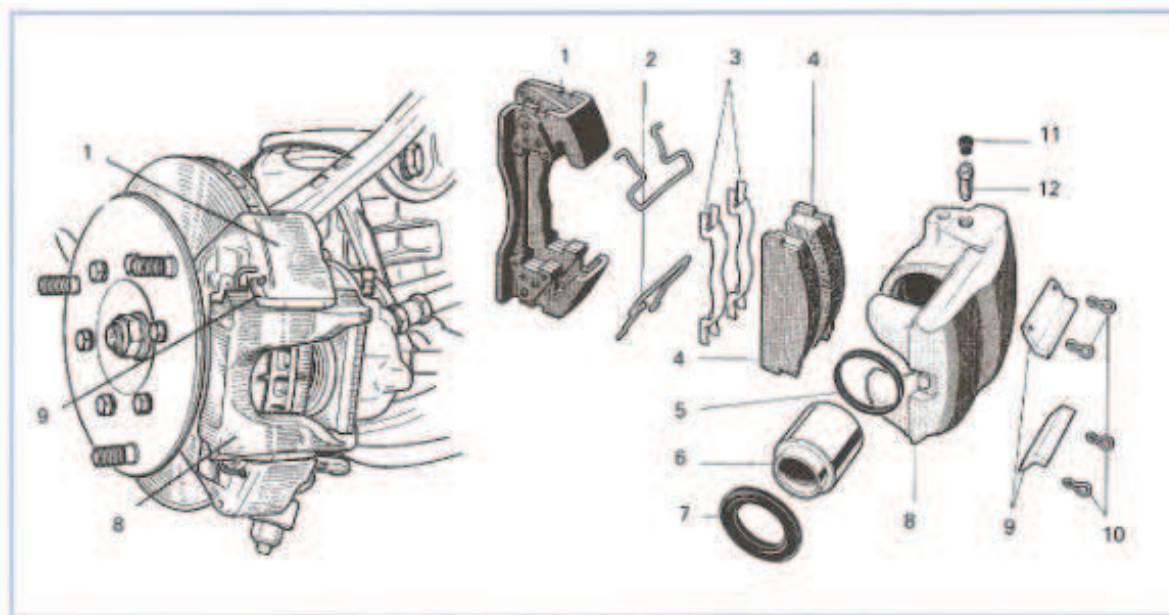
En cualquiera de estas disposiciones, aproximadamente la cuarta parte del disco queda abrazada por la pinza de frenos, en la que están formados los cilindros con sus respectivos pistones, a los que se unen las pastillas de freno, de un material similar al de los forros de las zapatas de los frenos de tambor.

En este sistema puede ejercerse una mayor presión sobre el disco que en los frenos de tambor, porque como la mordaza solamente rodea una parte del disco, éste se encuentra en contacto directo con el aire, y por ello su refrigeración es mucho mayor que la del tambor. Además no tiene el inconveniente de la dilatación y aparición del fading, como en el caso de los frenos de tambor, ya que el disco apenas se dilata y, en todo caso, esta pequeña dilatación en vez de alejarlo de las pastillas, lo acerca.

Cuando el conductor suelta el pedal del freno, la bomba envía un líquido a los cilindros de rueda, empujando los pistones que aplican las pastillas sobre el disco, frenándolo en su giro.

Cuando el conductor suelta el pedal del freno desaparece la presión en los cilindros y, con ello, las pastillas dejan de aplicarse contra el disco, siendo empujadas hacia atrás por el propio giro del disco y su ligero alabeo, quedando muy cerca de él, rozándolo ligeramente. De esta manera, cuando se vuelva a pisar el pedal se producirá inmediatamente el apriete contra el disco y la consiguiente acción de frenado, por lo que no se necesita un mecanismo de reglaje para ir las aproximando al disco a medida que se desgasten, como ocurre con las zapatas en los frenos de tambor: Aquí el reglaje es automático.

La figura 2.16 muestra el conjunto de un freno de disco, en este caso de mordaza móvil, donde puede verse que la pinza de freno (8) se monta sobre el soporte (1, unido al portamangueta), al que se fija por las chavetas (9) y muelles (2), de manera que pueda deslizarse lateralmente en la acción de frenado. En la pinza (8) está labrado el único cilindro, contra cuyo pistón (6) se acopla una de las plaquetas (4), mientras que la otra se aloja en el lado opuesto del disco.

**Figura 2.16**

El pistón (6) está provisto de una guarnición (5), que realiza la estanqueidad necesaria. El guardapolvo (7) impide la entrada de suciedad al cilindro. En la acción de frenado, el pistón es desplazado hacia fuera del cilindro aplicando a la plaqueta de ese lado contra el disco, mientras la pinza se desliza sobre el soporte en sentido contrario, aplicando la otra plaqueta contra la cara contraria del disco, consiguiéndose con esta acción el frenado del mismo.

En la figura 2.17 puede verse la disposición de un montaje flotante de la pinza de frenos (2), la cual está acoplada al estribo (1) en las guías (4), fijadas por los tornillos (6) y protegidas de la suciedad por los guardapolvos (5). El estribo (1), a su vez, va fijado por el portamangueta por medio de tornillos.

En el funcionamiento, cuando la presión del líquido enviado por la bomba produce el desplazamiento del pistón en el interior de la pinza, la plaqueta de ese lado se aplica contra el disco, mientras que la pinza de freno es

desplazada en sentido contrario aplicando la otra plaqueta también contra el disco, produciéndose la acción de frenado. El movimiento de la pinza es posible gracias al montaje deslizante en las guías (4), que le permiten un cierto recorrido axial, equilibrando los esfuerzos en ambas caras del disco.

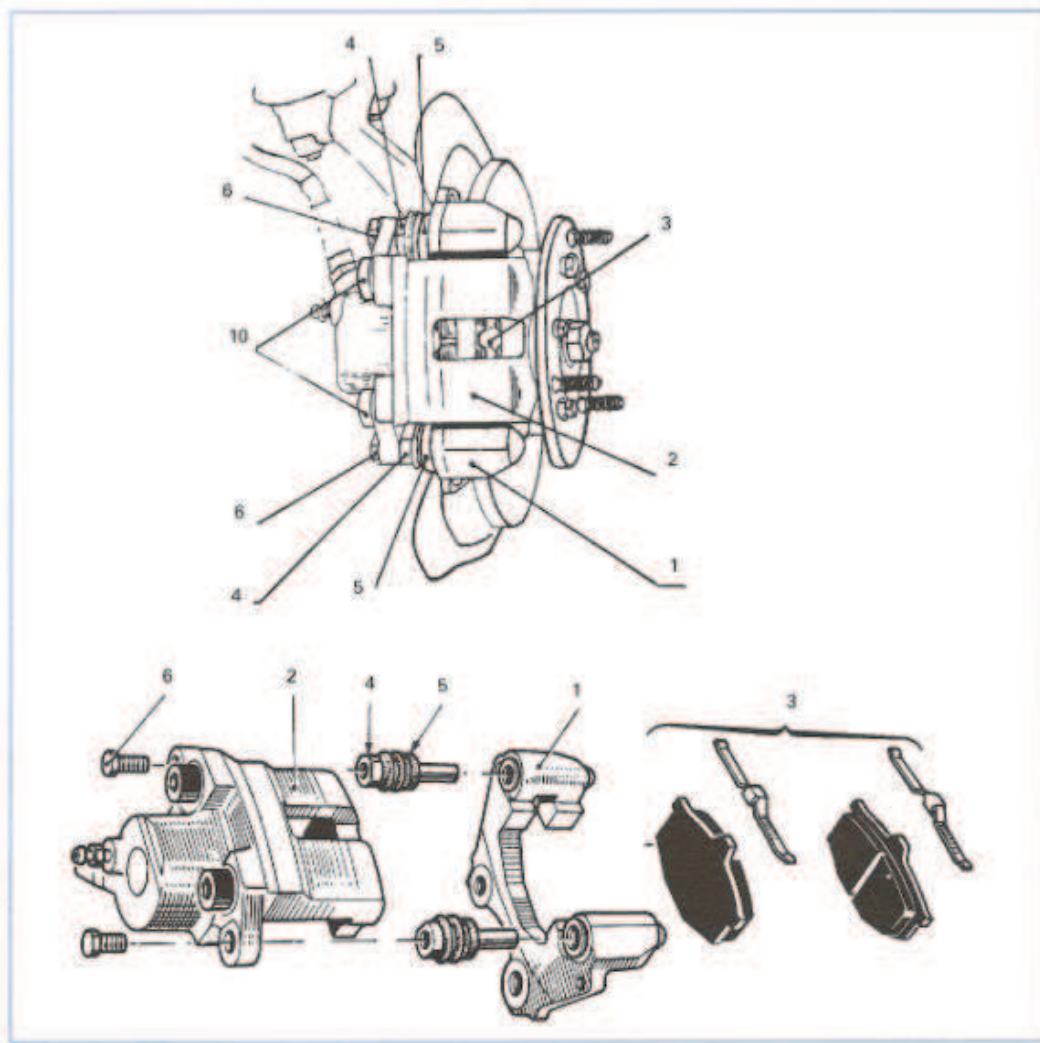


Figura 2.17

Este tipo de freno de pinza flotante es utilizado en la actualidad casi en exclusiva, por las ventajas que presenta frente al anteriormente descrito de una menor fricción de la pinza en su deslizamiento, que supone un accionamiento más silencioso y equilibrado, que además atenúa el desgaste de las plaquetas y lo reparte más uniformemente.

En los frenos de disco, el contacto entre éste y las plaquetas se realiza sobre una superficie plana y no cilíndrica, como ocurre en los frenos de tambor, de lo que resulta que toda la superficie de las plaquetas está prácticamente utilizada, en beneficio de una mayor acción de frenado.

En los montajes convencionales, como los descritos hasta aquí, las plaquetas se sitúan una frente a la otra en una disposición simétrica sobre ambas caras del disco; sin embargo, actualmente se tiende a una disposición de montaje asimétrico de las plaquetas, como se muestra en la figura 2.18, es decir, ambas plaquetas están decaladas sobre el disco siguiendo el giro de éste. La ventaja fundamental de esta disposición estriba en que con ella disminuyen las vibraciones que pueden producirse en la frenada, debidas a los posibles alabeos del disco.

En algunas ocasiones se utilizan dobles pistones, como muestra la figura 2.19, que pueden ser accionados simultáneamente o por circuitos independientes que aseguren el funcionamiento de los frenos en caso de fallo de uno de los circuitos.

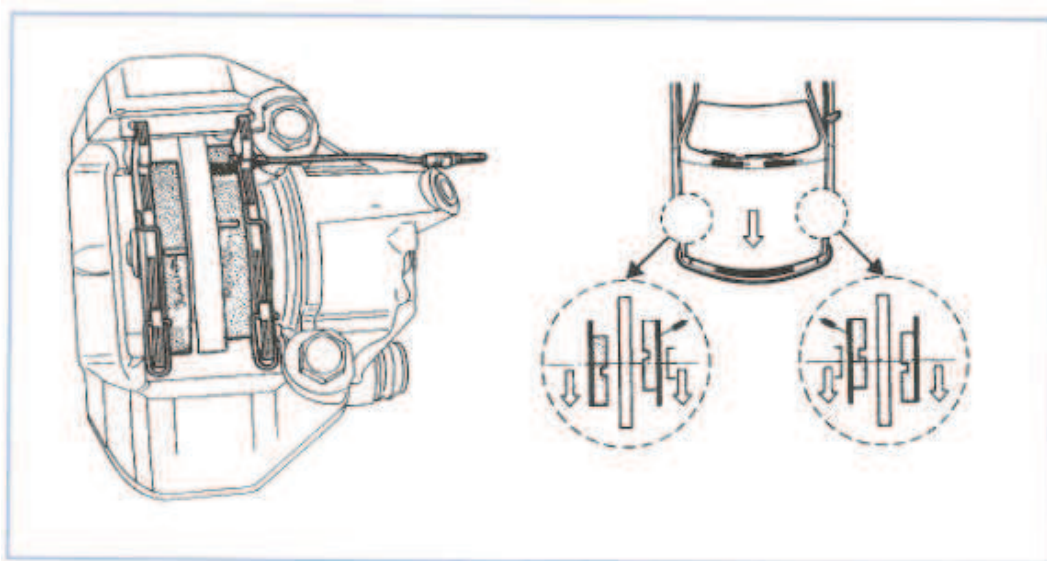
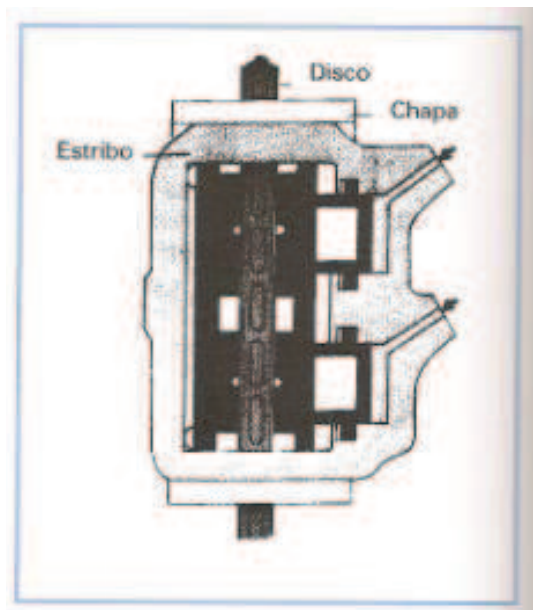
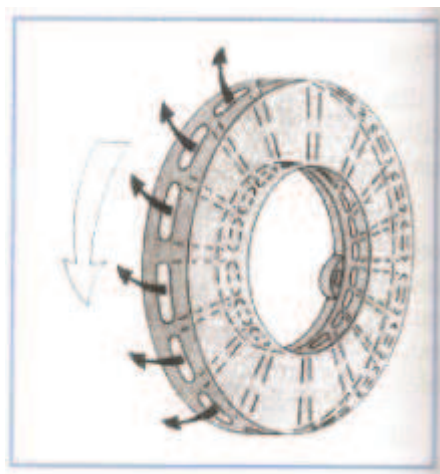


Figura 2.18

**Figura 2.19**

El conjunto directo entre el pistón y pastilla en la pinza de frenos, hace que el calor generado con el rozamiento entre el disco y la plaqueta se transmita en parte al líquido a través del pistón, lo que no es deseable, pues favorecería la aparición del fenómeno del fading. Para limitar esta transmisión de calor, los pistones se fabrican huecos y alargados, de manera que el líquido contenido en la recámara esté suficientemente alejado del foco de calor, y éste sea evacuado fácilmente por la superficie del pistón. En otros casos, la pinza de freno se fabrica en aluminio en lugar de fundición, por las ventajas de evacuación de calor que conlleva.

Con este mismo objeto se montan en ocasiones los llamados discos ventilados, dotados de taladros radiales en toda su periferia como se muestra en la figura 2.20, que con la rotación del disco establecen unas corrientes de aire que mejoran notablemente la evacuación del calor generado en las frenadas.

**Figura 2.20**

El material utilizado en la fabricación de los discos de freno suele ser el acero al cromo, o la fundición gris perlítica aleada con cromo, que presenta una alta resistencia a las rayaduras y a la corrosión, además de una buena conductibilidad térmica y resistencia mecánica. El cromo confiere a las superficies de frotamiento un acabado fino, prácticamente perfecto. Este acabado tiene una influencia primordial sobre el desgaste de las plaquetas, y las superficies de frotamiento deberán ser perfectamente planas, presentando un ovalamiento y un paralelismo entre caras inferior a 0.1 mm.

Una característica fundamental de los frenos de disco es que no requieren reglaje de aproximación de las pastillas. Efectivamente, cuando cesa la acción de frenado, una vez que disminuye la presión hidráulica, el propio alabeo del disco hace que las pastillas se separen ligeramente de él, a una distancia mínima, sin que lleguen a rozar. Con este movimiento retrocede el pistón al mismo tiempo la distancia necesaria, adaptándose el recorrido al desgaste de las pastillas.

En general se dispone una garganta circular en el propio cilindro como se muestra en la figura 2.21 (3), en la que se aloja un anillo de goma (1) en forma de retén. Este anillo realiza al tiempo las funciones de estanqueidad y reglaje de aproximación. Con el desplazamiento del pistón (2) bajo el efecto de la presión hidráulica, se produce una cierta deformación del anillo de estanqueidad, el cual recupera su posición primitiva cuando desaparece la presión hidráulica, haciendo retroceder ligeramente el pistón, lo justo como para que las pastillas (4) queden separadas del disco la distancia adecuada.

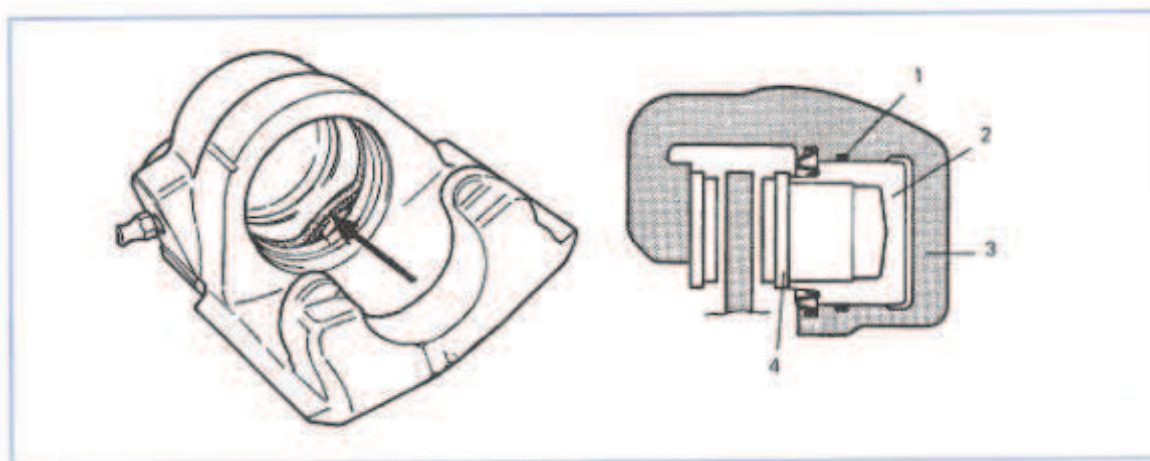


Figura 2.21

Algunos modelos de freno de disco adoptan un dispositivo de reglaje automático ubicado en el pistón como se muestra en la figura 1.22, compuesto por un tornillo de reglaje (9) roscado sobre la tuerca (5), posicionada por el muelle (3) sobre el cojinete de bolas (4) y su pista (7), sujetándose todo ello en el interior del émbolo (2) por medio del anillo de retención (8). Cuando el émbolo es sometido a la presión hidráulica avanza y oprime las plaquetas de freno (1) contra el disco y, con este desplazamiento, la junta (6) del pistón (2) sufre una deformación. En el caso

de que el juego entre el disco y las plaquetas sea superior al de normal funcionamiento (a causa del desgaste), el pistón avanza hasta obtener un frenado eficaz, obligando a la tuerca (5) a girar sobre el tornillo de reglaje (9). El muelle (3) permite tal rotación, ya que al estar inmovilizado y colocado en el sentido de avance de la tuerca (5), aumenta su diámetro al girar ésta. Cuando el conductor deja de activar el freno, el pistón (2) retrocede por la acción de la junta (6) que vuelve a tomar su forma original y, con ello, el muelle (3) recobra su diámetro normal desplazando a la tuerca (5), dejando automáticamente ajustado el recorrido del pistón (2).

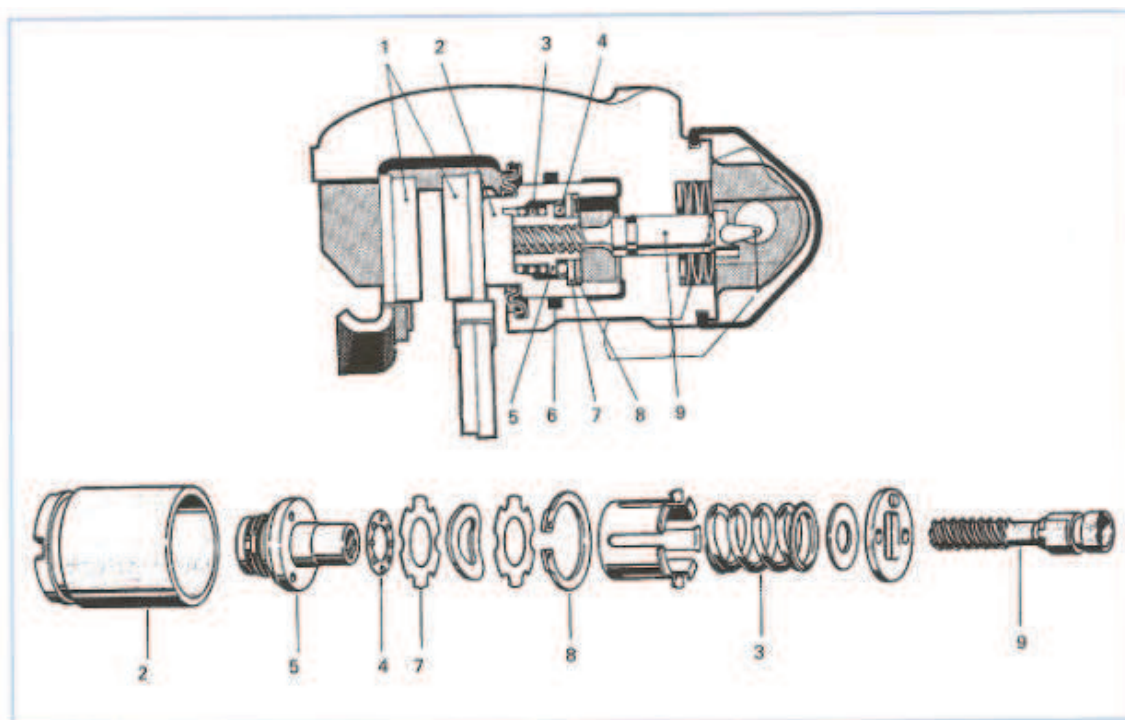


Figura 2.22

Del estudio que hemos hecho de los frenos de disco puede deducirse que presentan unas ventajas esenciales con respecto a los de tambor, las cuales han determinado su utilización casi en exclusiva en los vehículos de turismo. No obstante, dado que en las ruedas traseras se requiere una menor fuerza de

frenado y la disposición del mecanismo del freno de mano, siguen utilizándose los frenos de tambor en la mayor parte de los casos por su sencillez, sobre todo por cuanto se refiere al accionamiento del freno de mano.

Las ventajas que presentan los frenos de disco frente a los de tambor son:

- a) El equilibrio de las presiones en ambas caras del disco suprime toda reacción sobre el eje (delantero o trasero) del vehículo; además, estas presiones axiales no producen deformaciones de la superficie de frenado.
- b) La dilatación transversal bajo el efecto del aumento de temperatura tiende a disminuir el juego entre disco y pastillas; de todas formas, esta dilatación es más pequeña que la radial de los frenos de tambor, lo que facilita el reglaje y simplifica los dispositivos de reglaje automático.
- c) El disco se encuentra al aire libre y, por ello, su refrigeración está mejor asegurada, retardándose la aparición del fading.
- d) Los cilindros de frenado están situados en el exterior y son mejor refrigerados que en los frenos de tambor, resultando más difícil la aparición del fading por aumento de temperatura del líquido de frenos.
- e) Menor peso total, que en un automóvil de turismo puede llegar a suponer hasta 100 Kg.
- f) Mayor facilidad de intervención y sustitución de las guarnituras.

Frente a estas ventajas enunciadas de los frenos de disco sobre las de tambor, existen también algunos inconvenientes, como son:

- a) Menor eficacia de frenado debida a que las superficies rozantes son más pequeñas, lo que supone un aumento de la presión de mando, que se logra en la práctica haciendo mayor el diámetro de los cilindros receptores.
- b) El nivel de ruido es más elevado que en los frenos de tambor, dado que las presiones de aplicación de las superficies rozantes son mayores en los frenos de disco, lo que obliga a la utilización de materiales más duros.

2.1.2.4.1.2.1.- FRENOS DE DISCO CERÁMICOS

Lo más innovador en discos de freno son los fabricados con un compuesto carbono-cerámico, que ofrecen mejores propiedades y una mayor ligereza que los tradicionales discos de acero. A igualdad de presión sobre el pedal de freno, los cerámicos rinden mucho más.

Además, el aumento de la temperatura cuando se utilizan mucho los frenos no les afecta, como sí ocurre en otros tipos de discos, pues mantienen e incluso mejoran sus propiedades de fricción.

La superioridad se establece en criterios de la máxima importancia, como son la capacidad de respuesta sobre las superficies secas o húmedas, las propiedades antifading (la disminución de su capacidad después de repetidas frenadas, como puede ser el caso en trayectos a través de puertos de montaña), la estabilidad en la frenada, el peso del conjunto y la duración de los discos. Los frenos cerámicos marcan además un nuevo hito en las distancias de frenado, si bien el sistema no podrá desplegar su potencial pleno de efectividad y capacidad hasta que la industria no disponga de unos compuestos de caucho apropiados para los neumáticos y de un ABS específicamente desarrollado.

-Máximo control en los discos de freno

Los frenos de las ruedas direccionales en el tren delantero cuentan con pinzas de seis cilindros, en tanto que los posteriores utilizan la ya clásica y efectiva solución de cuatro pistones. Los pistones son de diferente diámetro para compensar el desgaste tangencial oblicuo del material.

Un sistema de aislamiento térmico de nuevo desarrollo asegura que las elevadas temperaturas que pueden producirse al frenar no sean transmitidas de algún modo al líquido de frenos.

Este novedoso sistema consta de un elemento termoaislante ubicado entre las pastillas y los cilindros de freno de cada pinza. Es una pequeña pieza de cerámica, cuyo factor de aislamiento es 2,5 veces más alto que el del titanio que se suele utilizar en los sistemas de freno de los monoplazas de Fórmula 1 para impedir la transmisión del calor. Las pinzas de aluminio utilizan el tradicional diseño Monobloc, con las pastillas montadas con pernos para prevenir la corrosión y la línea de conexión montada en el exterior para una óptima refrigeración del líquido de frenos.

-Un cincuenta por ciento más ligero

Un disco cerámico pesa en definitiva alrededor de un 50 por ciento menos, debido a la menor densidad del material que lo compone, lo que supone un ahorro de peso de 16,5 kg en el tren de rodaje del modelo.

Este importante ahorro de peso supone un progreso tecnológico increíble en el desarrollo de chasis y suspensiones. Los ingenieros especializados tienen como uno de sus principales objetivos la reducción en el peso de las masas no suspendidas. El nuevo sistema de frenos ofrece excelentes posibilidades para mejorar el confort de rodaje, el comportamiento de suspensión de las ruedas y la precisión de la dirección de un vehículo de estas características

-Un sofisticado sistema de fabricación

El proceso de producción comienza con una mezcla de una cantidad exacta de fibra de carbono con polímeros líquidos, entre ellos resinas, para formar un compuesto tipo pegamento de fibra de carbono. Posteriormente se realiza una compresión termal del compuesto dentro de los moldes de los discos que incluyen los circuitos de ventilación interiores. Con el endurecimiento del polímero, se consigue un disco de fibra de carbono listo para el tratamiento posterior.

Los discos son trasladados a continuación a un horno de pirólisis. Todos los componentes polímeros se transforman en carbono durante esta cocción que se efectúa a más de 1.000 grados en una atmósfera de nitrógeno. Este proceso de fabricación daría como resultado un disco de fibra de carbono como los que incorpora un vehículo de competición de Fórmula 1.

La última operación, muy importante, es la que marca la diferencia y proporciona un disco cerámico altamente estable. Requiere una inmensa experiencia en el tratamiento de los materiales de alta temperatura, ya que la cantidad de silicio en la fase de silificación en el horno de alto vacío debe ser exacta, al igual que la temperatura del proceso, ligeramente por encima de los 1.420 grados, punto de fundición del material. A esta temperatura el silicio fluye como el agua y es absorbido por el disco de carbono provisto de las perforaciones transversales, como si éste fuera una esponja.

Tras el proceso de enfriamiento, el disco de freno es casi tan duro como el diamante. El grado de dureza del carburo de silicio sometido al proceso de conversión química equivale a 9,7. El material cerámico ofrece una elevada capacidad de resistencia a los impactos.

-Una duración superior a la de la vida útil del vehículo

Los discos de freno cerámicos presentan, debido a su alto nivel de resistencia y dureza, una resistencia a la abrasión notablemente superior a los convencionales. Su vida útil es muy prolongada: en los múltiples ensayos realizados los discos cerámicos ofrecen una duración similar a la que puede ofrecer el vehículo, de hasta 300.000 kilómetros.

Otro factor que contribuye a esta durabilidad es la cualidad anticorrosiva del material compuesto. Los discos cerámicos son absolutamente inmunes al salitre que se utiliza en los sistemas de irrigación automáticos para las superficies nevadas durante el invierno.

2.2.-ECUACIÓN FUNDAMENTAL DEL FRENADO

Para iniciar el estudio del frenado se considerará que el movimiento se produce en recta y sin acciones laterales, despreciándose los efectos de la suspensión, por lo que el análisis de esfuerzos y movimientos se basará en la figura 2.23.

Se trata de un modelo de vehículo plano donde cada rueda representa a su eje, es decir, en la rueda delantera de la figura actuarán la suma de las fuerzas que actúan sobre cada una de las ruedas del eje delantero y de la misma forma para el eje trasero.

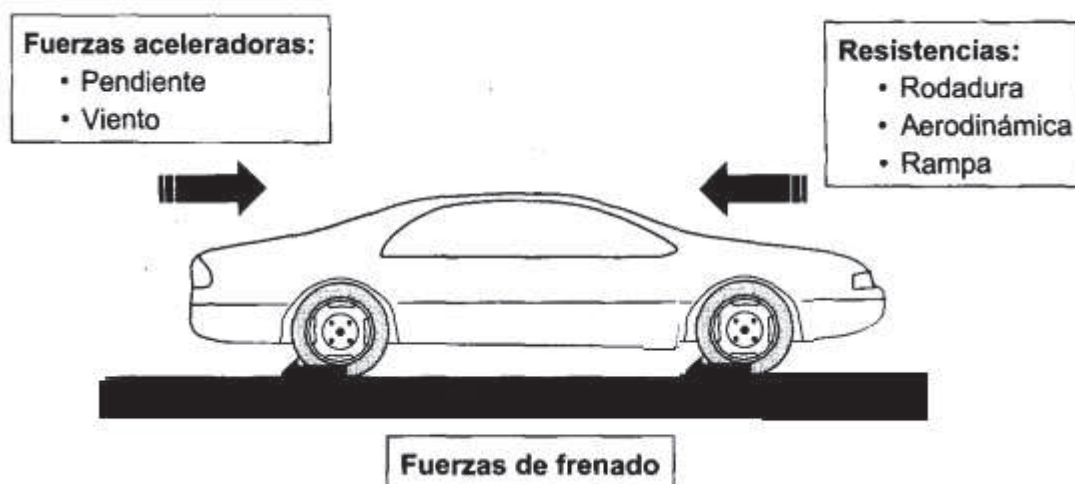


Figura 2.23 Fuerzas que intervienen en el proceso de frenado

Si se evalúan las diversas sollicitaciones a las que está sometido un vehículo en el proceso de frenado, en la dirección longitudinal del mismo, se puede plantear la ecuación básica de la dinámica del frenado como:

$$\sum F_{resis} - \sum F_{accel} + F_f = m \cdot a \quad (1)$$

m : Masa del vehículo (Kg)

a : Aceleración longitudinal del vehículo (m/s^2)

$\sum F_{resis}$: Total de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, denominadas fuerzas de resistencia, y que, por tanto, van a contribuir al frenado del mismo. Se incluyen resistencias al avance por rodadura, aerodinámicas y el efecto de ascenso por rampas (N)

$\sum F_{accel}$: Total de fuerzas que favorecen el movimiento, denominadas fuerzas aceleradoras. Entre ellas se incluyen los efectos del viento y descenso por pendientes (N)

F_f : Total de fuerzas de frenado que se generan en el contacto entre la rueda y el suelo, como reacción a los pares o momentos que se oponen al giro de

las ruedas. Estos pares son consecuencia de la acción del sistema de freno, pero también del motor y de las inercias en rotación (N)

Como se observa, se van a considerar las fuerzas que actúan en la dirección longitudinal del vehículo, admitiendo con signo positivo aquellas que contribuyen al frenado y como negativas las que lo dificultan. Por tanto, la aceleración será positiva cuando su sentido es contrario al avance (deceleración).

Planteada la ecuación anterior, se va a poder determinar la deceleración del vehículo en el proceso de frenado, que, como se verá, no tendrá por qué ser constante.

En los siguientes apartados se van a analizar en detalle las diferentes fuerzas que intervienen en el proceso.

2.2.1.- RESISTENCIA AL AVANCE POR RODADURA

Se tendrá en cuenta las resistencias al avance debidas a las pérdidas por rodadura del vehículo, como suma de las fuerzas que se generan en cada neumático a consecuencia de su rodadura y que se oponen al avance del mismo.

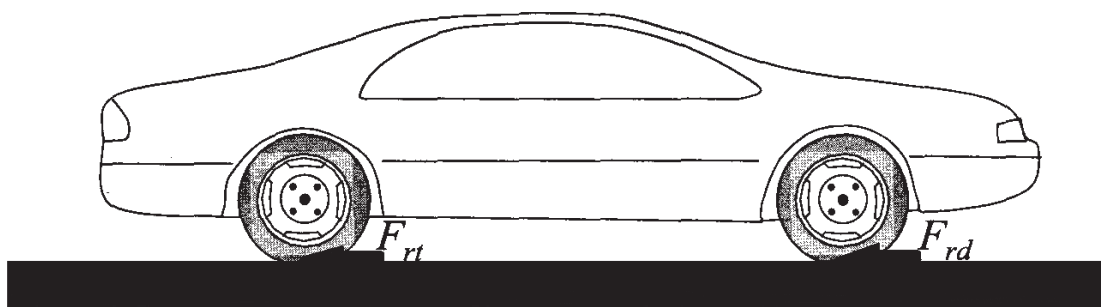


Figura 2.24 Fuerzas de resistencia a la rodadura de ambos ejes del vehículo

A pesar de ello, conviene recordar que son debidas a factores diversos, tanto propios del neumático como propios de la superficie de contacto o de las condiciones operativas. Por ello, no es sencillo obtener una expresión matemática que cuantifique el valor de dicha resistencia, considerándose, para el análisis de la dinámica del frenado de los vehículos, la expresión siguiente:

$$F_r = f_r \cdot F_z \quad (2)$$

f_r : Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional)

F_z : Fuerza de reacción vertical del suelo en el neumático (N)

La resistencia al avance del vehículo completo será la suma de la resistencia debida a las cuatro ruedas o, en este caso en que se utilizan modelos planos, la suma de la resistencia de ambos ejes, esto es:

$$F_r = F_{rd} + F_{rt} = f_r \cdot P = f_r \cdot m \cdot g \quad (3)$$

F_{rd} : Fuerza resistencia eje delantero (N)

F_{rt} : Fuerza resistencia eje trasero (N)

P : Peso total del vehículo (N)

La influencia de la resistencia a la rodadura en el frenado de los vehículos en carreteras convencionales es bastante pequeña. Esta influencia será significativa en circulación por terrenos “blandos”, como arena o barro.

2.2.2.- RESISTENCIA AERODINÁMICA

La resistencia al avance debida a la aerodinámica tiene un efecto importante sobre el frenado de los vehículos cuando se circula a velocidades elevadas, siendo prácticamente despreciable a velocidades bajas.

Esta fuerza de resistencia es función de diversos factores que se pueden englobar en:

- Características del vehículo: forma u área frontal
- Factores del medio: densidad del aire
- Factores operativos: velocidad de circulación

La expresión utilizada para cuantificar la fuerza de resistencia aerodinámica del vehículo es la siguiente expresión:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 \quad (4)$$

ρ : Densidad del aire (Kg/m^3)

C_x : Coeficiente aerodinámico del vehículo, dependiente de su geometría

A_f : Área frontal vehículo (m^2)

V : Velocidad de circulación (m/s)

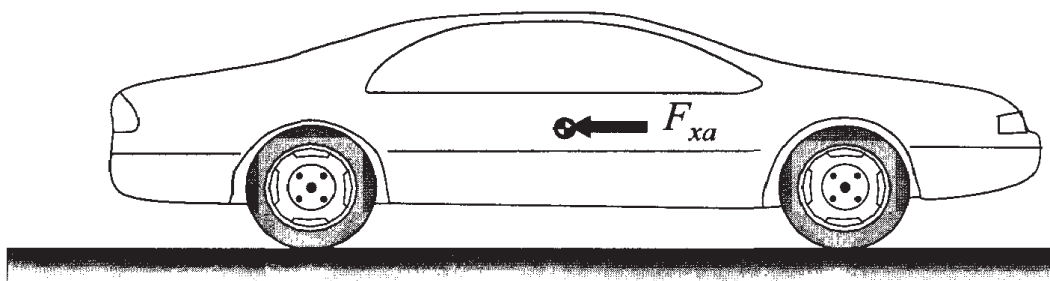


Figura 2.25 Posición en la que se considera aplicada la fuerza de resistencia aerodinámica

Para un mismo vehículo su resistencia al avance aumenta significativamente con la velocidad de circulación, pudiendo considerarse despreciable a bajas velocidades. Entre los diferentes tipos de vehículos, el efecto aerodinámico es mayor en los vehículos industriales que en los turismos, dado que se incrementa tanto el área frontal como el coeficiente aerodinámico.

Otros efectos aerodinámicos que pueden afectar son los asociados a la sustentación del vehículo (que reducen el peso adherente) o los de cabeceo, que modifican la carga dinámica en los ejes. Éstos, en vehículos convencionales, se pueden despreciar, por lo que no van a ser considerados en los análisis de la dinámica de frenado. Si se realiza el análisis de vehículos que aprovechan la carga vertical de tipo aerodinámico para potenciar sus prestaciones, caso de los fórmula 1, es necesario tenerlos en cuenta.

2.2.3.- EFECTO DE RAMPA/PENDIENTE

Cuando el vehículo circula sobre una superficie con una pendiente o rampa determinada (θ), la componente del peso en dirección longitudinal será una resistencia al avance (frenará) cuando el vehículo asciende sobre una rampa e intentará acelerar en los descensos.

En la ecuación de la dinámica longitudinal se considera siempre como una fuerza de resistencia, es decir, sumada a la de frenado, y aplicada en el centro de gravedad del vehículo en dirección paralela al suelo, según la expresión:

$$F_g = P \cdot \text{sen}\theta \quad (5)$$

Se considera un ángulo positivo ($\theta > 0$) cuando se sube una rampa y ángulo negativo cuando se baja una pendiente ($\theta < 0$). De esta forma, en este

último caso tomará un valor negativo, que restará a la fuerza de frenado en la ecuación general, contribuyendo a incrementar la velocidad del vehículo.

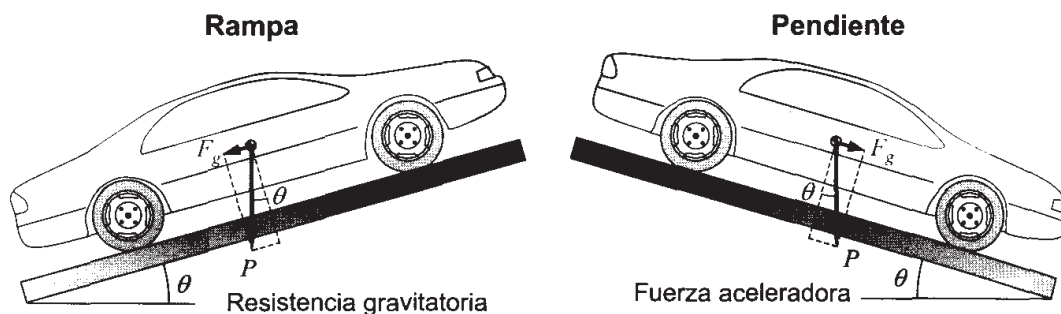


Figura 2.26 Efecto rampa/pendiente sobre el vehículo

Otro de los efectos sobre el frenado que produce el ascenso o descenso de un desnivel es la reducción del peso adherente, en un valor que se cuantifica con la expresión:

$$F_{zg} = P \cdot \cos\theta \quad (6)$$

Esta disminución del peso afecta a la resistencia a la rodadura del conjunto del vehículo, de tal forma que la expresión de ésta sería:

$$F_r = f_r \cdot P \cdot \cos\theta = f_r \cdot m \cdot g \cdot \cos\theta \quad (7)$$

De todas formas, dado que las rampas y pendientes presentan ángulos de inclinación pequeños se puede aproximar el coseno de dicho ángulo a uno. Por este motivo, en las expresiones de la resistencia a la rodadura se despreciará el efecto de la rampa y de la pendiente.

2.2.4.- FUERZA DE FRENADO

Se define como fuerza de frenado la que se desarrolla en el contacto neumático-calzada como reacción al par que se opone al movimiento de giro de dicho neumático, estando limitada principalmente por la adherencia. Si se supera el límite de adherencia del contacto rueda-calzada, se produce por el bloqueo de la rueda.

Los pares de frenado en las ruedas que no tienen tracción son debidos a las fuerzas que genera el sistema de frenos, como consecuencia de la fricción de las pastillas o zapatas contra los discos o los tambores de freno. En el caso de las ruedas tractoras, los pares que se oponen al giro de la rueda pueden ser debidos al motor, al sistema de frenos o a la suma de ambos.

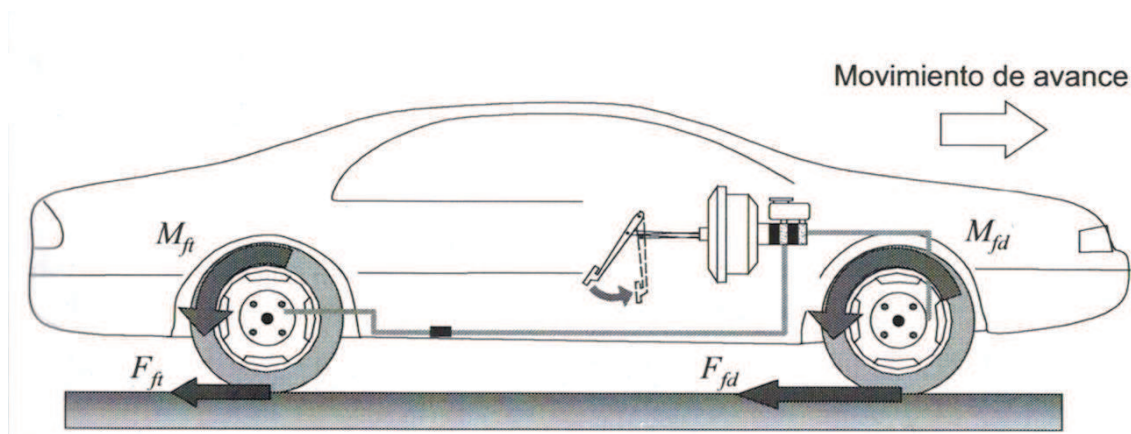


Figura 2.27 Pares de frenado generados por el freno de servicio

Los pares de frenado debidos al sistema de frenado se pueden generar con dos de los dispositivos que exige el Reglamento 13 (E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505), con el freno de servicio (freno de pie) o con el freno de estacionamiento (freno de mano). Si se actúa con el freno de servicio, al presionar sobre el pedal de freno se incrementa la presión en el circuito, convirtiéndose ésta, en los dispositivos de las ruedas, en los pares

M_{fd} y M_{ft} , aplicados en sentido opuesto a su movimiento. Cuando esto sucede, el suelo reacciona con una fuerza sobre el neumático, denominada fuerza de frenado, que tratará de mantenerlo girando.

El dispositivo que genera el par de frenado en las ruedas, lo que el Reglamento define como freno, puede ser un freno de disco o un freno de tambor. La forma de generar el par en ambos es muy similar. Si se dispone de un freno de disco, al incrementar la presión en el circuito de frenos se desplazan unas “pastillas” que, al rozar contra el disco, generan una fuerza de fricción de valor F_{f_disco} aplicada a una distancia del eje de la rueda. En este caso el par de frenado será:

$$M_f = F_{f_disco} \cdot r_{disco} \quad (8)$$

Donde r_{disco} es el radio medio del disco de freno, donde se supone aplicada la fuerza de frenado en el disco.

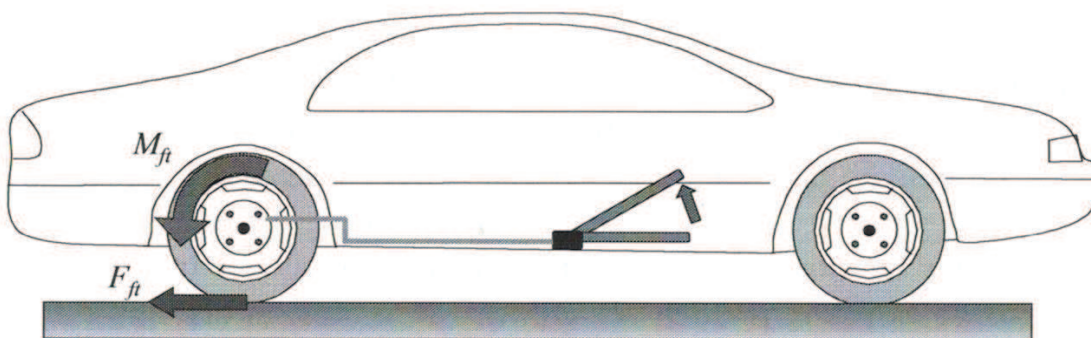


Figura 2.28 Pares de frenado generados por el freno de estacionamiento

En el caso de que el freno sea de tambor, el proceso por el cual se genera el par es similar, siendo su valor de:

$$M_f = F_{f_tambor} \cdot r_{tambor} \quad (9)$$

Donde r_{tambor} es el radio medio del tambor de freno, donde se supone aplicada la fuerza de frenado en dicho tambor.

Si se utiliza el diagrama del cuerpo libre de la figura 2.29, la relación entre el par de frenado debido al sistema de frenos y la fuerza de frenado en el suelo será:

$$M_f - F_f \cdot r_c = I \cdot \alpha \quad (10)$$

r_c : Radio bajo carga del neumático, que puede considerarse igual al radio efectivo (m)

I : Momento de inercia de todas las masas unidas a la rueda ($Kg \cdot m^2$)

α : Aceleración angular de la rueda (rad/s^2)

F_f : Fuerza de frenado que se genera en el suelo (N)

Por tanto, el par de reacción del suelo sobre la rueda será:

$$M_R = F_f \cdot r_c \quad (11)$$

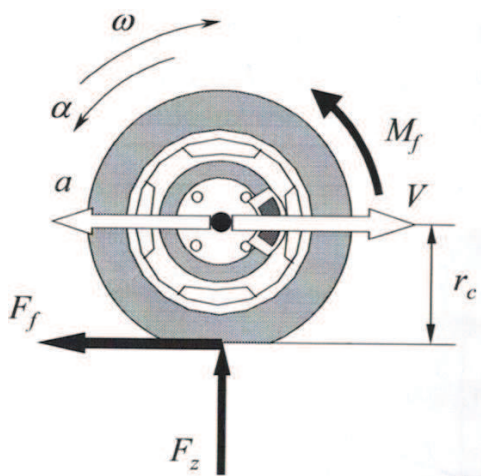


Figura 2.29 Fuerza de frenado y par de frenado

De la expresión que relaciona el par de frenado con la fuerza de frenado se puede deducir que parte de dicho par se consume en la reacción del suelo, en la fuerza de frenado, y otra parte se consume en frenar las masas en rotación unidas a las ruedas.

Por tanto, la fuerza de frenado tomará los valores siguientes:

$$F_f = \begin{cases} \frac{M_f - I \cdot \alpha}{r_c} \leq F_{adh\max} = F_z \cdot \mu_{\max} & \text{Sin bloqueo de rueda} \\ F_z \cdot \mu_d & \text{Con rueda bloqueada} \end{cases} \quad (13)$$

Como se deduce de la expresión anterior, la fuerza de frenado está limitada por la adherencia entre la rueda y el suelo. Su valor máximo se obtiene siempre que no se bloquee la rueda, siendo este valor igual a la carga vertical en el neumático por el coeficiente de adherencia máximo. El bloqueo de rueda hace que la fuerza de frenado tome un valor constante igual al coeficiente de adherencia dinámico por la fuerza vertical en el neumático, siendo, en este caso, inferior a la máxima que se alcanza sin bloqueo de la rueda.

El motor se utiliza con frecuencia para retener el vehículo en las pendientes, de forma que se aplica un par que se opone al giro de las ruedas, en paralelo o no con el sistema de frenos. El par motor no es capaz de detener el vehículo, pero sí evitar su aceleración, sirviendo para no “sobrecargar” el sistema de freno en las pendientes, reduciendo el desgaste y la temperatura que se alcanzaría en este sistema si actuase solo. Ese par de retención del motor será función de las revoluciones del mismo y de la relación de transmisión que esté engranada, aumentando con las revoluciones y con las marchas más cortas (en 1ª velocidad es mayor que en 2ª para las mismas revoluciones de giro del motor, y así con el resto).

Esto se puede ver claramente en la figura 2.30. Considerando la ecuación fundamental del frenado expresada de la siguiente manera:

$$F_f - R = m \cdot a \quad (14)$$

Donde R es la resultante de las resistencias y fuerzas aceleradoras. Representado en la figura 2.30 esa resultante para una pendiente dada, se tiene la curva que se muestra.

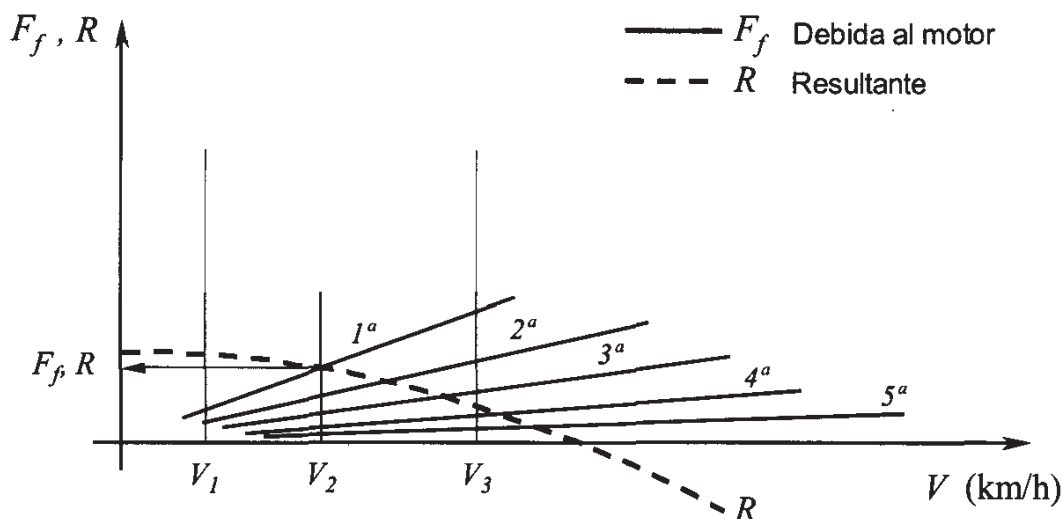


Figura 2.30 Fuerza de frenado debido al motor en función de la velocidad lineal del vehículo para diferentes relaciones de cambio

Si el vehículo desciende la pendiente en 1^a a una velocidad V_1 , la resultante de las fuerzas (R) será mayor que la fuerza de frenado motor (F_f), con lo que el vehículo incrementará su velocidad. Cuando alcance la velocidad V_2 , la fuerza de frenado motor y la resultante se igualan, con lo que el vehículo mantendrá la velocidad ($a=0$). Si se circula a una velocidad V_3 , la fuerza de frenado motor será mayor que la resultante, por lo que el

vehículo disminuirá su velocidad (decelera). Se tiene, por tanto, un sistema que tiende a estabilizar la velocidad en el valor de V_2 .

La relación entre el par del motor y el par de frenado se calcula por medio de la expresión siguiente:

$$M_f = \frac{M_m \cdot (i_c \cdot i_d)}{\eta_t} = \frac{M_m \cdot i_t}{\eta_t} \quad (15)$$

M_m : Par del motor en retención ($N \cdot m$)

i_t : Relación de transmisión total, producto de la relación de la caja de cambios (i_c) por la del diferencial (i_d)

η_t : Rendimiento de la transmisión

En el caso del frenado motor, las pérdidas de rendimiento de la transmisión benefician al proceso de frenado, ya que contribuyen a la disipación de energía. Por este motivo, en la expresión anterior el rendimiento de la transmisión divide al producto del par motor por la relación de transmisión, al contrario de lo que sucede cuando el motor se utiliza para la tracción.

El par de frenado motor se reparte por igual entre todas las ruedas tractoras; por tanto, la fuerza de frenado motor también. Su valor máximo está limitado por la adherencia, aunque, con frenado motor, no suele alcanzarse nunca ese límite.

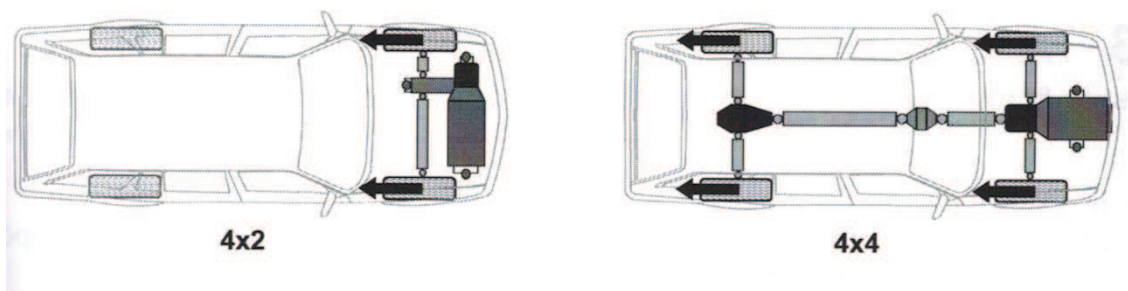


Figura 2.31 Las fuerzas de frenado motor se reparten entre las ruedas tractoras

Si el par de retención del motor es beneficioso cuando se pretende mantener una velocidad determinada en bajadas, no lo es tanto cuando se pretende realizar una frenada severa. En este caso, en los primeros instantes contribuye al frenado, es decir, cuando súbitamente se deja de acelerar, se cambia el pie para actuar sobre el pedal de freno, se pisa sobre el pedal y el sistema responde a la acción. Por tanto, se trata de centésimas de segundo en una frenada de emergencia. Sin embargo, cuando, una vez que se actúa sobre el pedal de freno, el vehículo alcanza una cierta deceleración y el motor no se desembraga, el par que genera el sistema de frenos debe frenar, además del vehículo, el propio motor, reduciendo en parte de la eficacia. De todas formas, el sobredimensionamiento del sistema de frenos hace que tenga capacidad para ambas funciones.

Algo que se debe considerar, y que será diferente entre ruedas tractoras y no tractoras, son las inercias de las masas en rotación, ya que deben ser frenadas con la fuerza generada en el sistema de frenos.

2.2.5.- ECUACIÓN FUNDAMENTAL DEL FRENADO

Considerando todas las fuerzas que intervienen en el proceso de frenado que han sido descritas en los apartados anteriores, la expresión de la ecuación básica de la dinámica del frenado es la siguiente:

$$F_r + F_{xa} + F_g + F_f = m \cdot a \quad (16)$$

Desarrollando la expresión anterior, se tiene:

$$f_r \cdot P + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 + P \cdot \operatorname{sen} \theta + F_f = m \cdot a \quad (17)$$

En la expresión anterior todos los sumandos, a excepción de la componente paralela al suelo del peso, van a ser siempre positivos. La componente del peso, como ya se ha dicho, será positiva cuando se suba una rampa y negativa en caso contrario.

2.3.- ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES DE FRENADO

Para la evaluación de las características del proceso de frenado se suele acudir a la determinación de tres factores fundamentales: la distancia de frenado, el tiempo de frenado y la eficacia de frenado.

2.3.1.- DISTANCIA DE FRENADO

La determinación de la distancia de deceleración de un vehículo es función del proceso de frenado (de todas las fuerzas que intervienen) y está determinada por la deceleración real con la que circula el vehículo. De forma general, esta deceleración puede ser expresada a partir de la ecuación fundamental del frenado, como se detalla:

$$a = \frac{F_f + m \cdot g \cdot \operatorname{sen} \theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{m} \quad (18)$$

f_r : Coeficiente de resistencia al avance por rodadura

θ : Rampa (positiva en ascenso y negativa en descenso)

C_x : Coeficiente aerodinámico de avance

A_f : Área frontal del vehículo (m^2)

V : Velocidad de avance (m/s)

Si se denomina S al espacio recorrido en la frenada de un vehículo y V a su velocidad, se tiene que:

$$\begin{aligned} a &= \frac{dV}{dt} \\ V &= \frac{dS}{dt} \Rightarrow S_{V_1-V_2} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{V dV}{a} \quad (19) \end{aligned}$$

Sustituyendo se tiene:

$$S_{V_1-V_2} = -m \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{V dV}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2} \quad (20)$$

Suponiendo que tanto la fuerza de frenado como la resistencia a la rodadura son independientes de la velocidad, se llega a:

$$S_{V_1-V_2} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \cdot \ln \left(\frac{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_2^2} \right) \quad (21)$$

Si la ecuación final es la detención del vehículo ($V_2 = 0$), se tiene que la distancia recorrida es:

$$S_{V_1-0} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \ln \left(1 + \frac{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r} \right) \quad (22)$$

Esta expresión no tiene en cuenta el tiempo de reacción del conductor u otros retrasos del sistema de frenado. En caso de conocer la distancia de parada, puede calcularse la velocidad al inicio del proceso de frenado, despejando V_1 de la fórmula anterior.

$$V_1 = \sqrt{\left(e^{\frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot S_{V_1-0}}{m}} - 1\right) \cdot \frac{(F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r)}{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f}} \quad (23)$$

2.3.2.-TIEMPO DE FRENADO

Si se conoce la deceleración, puede obtenerse un tiempo de parada de la expresión:

$$t_{V_1-V_2} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{a} = -m \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2} \quad (24)$$

Con lo que se obtiene el tiempo requerido para decelerar entre dos velocidades, que será:

$$t_{V_1-V_2} = \frac{m}{A} \cdot (\tan^{-1} BV_1 - \tan^{-1} BV_2) \quad (25)$$

$$A = [0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot (F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r)]^{1/2} \quad (26)$$

$$B = \left(\frac{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r}\right)^{1/2} \quad (27)$$

En el caso de despreciar los efectos aerodinámicos se simplifica la expresión y la integración del tiempo de deceleración queda:

$$t_{V_1-V_2} = m \cdot \frac{1}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r} \cdot (V_1 - V_2) \quad (28)$$

En el caso de estimar el tiempo hasta la detención total del vehículo ($V_2 = 0$) se tiene que el tiempo de parada, desde una velocidad V_1 , será:

$$t_{V_1-0} = m \cdot \frac{V_1}{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r} \quad (30)$$

Con la expresión anterior se calcula el tiempo de frenado cuando se alcanza una determinada deceleración, lo que se puede denominar como tiempo de deceleración media máxima. Pero si se quiere determinar el tiempo del proceso de frenado completo hay que tener en cuenta, además de la respuesta del propio sistema de frenos, las acciones del conductor. Esto permite definir diversos parámetros:

- **Tiempo de reacción de conductor (t_0).** Tiempo que transcurre entre la percepción de una situación que requiere una respuesta activa y la aplicación activa del dispositivo de accionamiento.
- **Tiempo de actuación del dispositivo de accionamiento.** Tiempo que transcurre entre el inicio del movimiento de la parte del dispositivo de accionamiento, sobre la que actúa la fuerza aplicada, hasta su posición final según sea la fuerza o la carrera del accionamiento.
- **Tiempo de respuesta del sistema ($t_0 - t_1$).** Tiempo que transcurre desde la aplicación de la fuerza al dispositivo de accionamiento hasta que empieza a actuar la fuerza de frenado.

- **Tiempo de umbral ($t_2 - t_1$).** Tiempo que transcurre entre que empieza a actuar la fuerza de frenado hasta que alcanza un cierto valor. La suma del tiempo de respuesta y el tiempo umbral permite evaluar el comportamiento de la instalación de frenado con respecto al tiempo, hasta que se consigue la plena acción de frenado.
- **Tiempo de frenado activo ($t_4 - t_1$).** Tiempo que transcurre entre que empieza a actuar la fuerza de frenado y su desaparición. Si el vehículo llega a detenerse con los frenos todavía accionados, el instante en que se detiene determina entonces el final del tiempo de actuación de los frenos.
- **Tiempo de suelta o aflojamiento del freno.** Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento del dispositivo de accionamiento, para soltar el freno, hasta la desaparición de la fuerza de frenado.

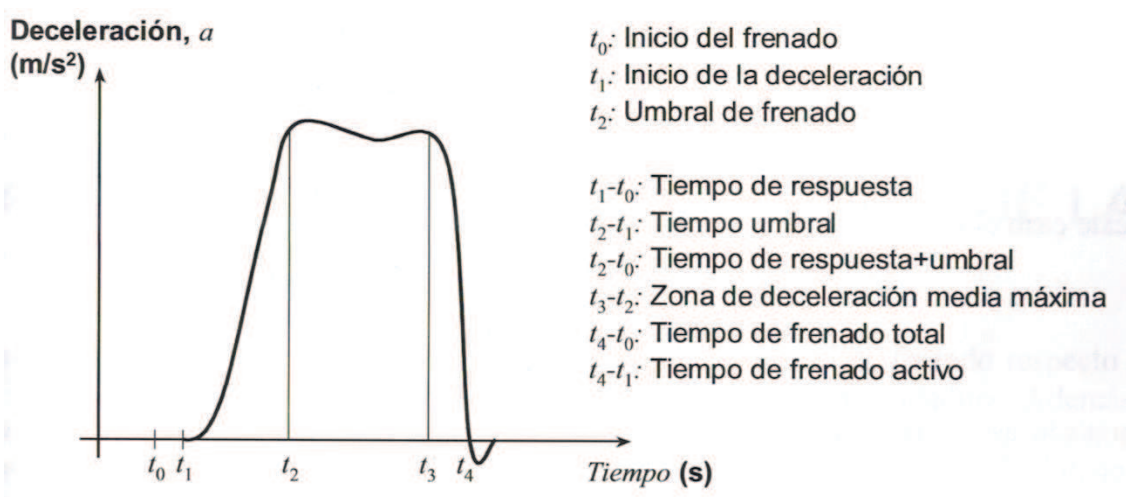


Figura 2.32 Tiempos del proceso de frenado

2.3.3.- EFICACIA O RENDIMIENTO DE FRENADO

Como ya se mencionó anteriormente, la fuerza de frenado máxima está limitada por la adherencia. Si un vehículo, con su sistema de frenos, fuese capaz de aprovechar toda la adherencia que se puede suministrarle en contacto neumático-carretera, considerando a ésta uniforme, la fuerza de frenado máxima que alcanzaría sería:

$$F_{f\max} = \mu_{\max} \cdot P \quad (31)$$

En tal caso, el vehículo frenaría con la máxima aceleración posible. Sin embargo, los vehículos actuales no son capaces de aprovechar al máximo la adherencia, por lo que frenarán con una aceleración inferior. Para cuantificar esto se define lo que se conoce como rendimiento de frenado, cuya expresión es la siguiente:

$$\eta_f = \frac{a_{real}}{a_{\max}} \quad (32)$$

Si consideramos la ecuación fundamental del frenado, despreciando todas las fuerzas de resistencia y todas las fuerzas aceleradoras, su expresión queda reducida a:

$$F_f = m \cdot a \quad (33)$$

Utilizando la expresión anterior y la que relaciona el peso del vehículo con la fuerza de frenado, en el caso de una adherencia uniforme, se puede determinar la deceleración máxima como:

$$\left. \begin{aligned} F_{f\text{máx}} &= \mu_{\text{máx}} \cdot P \\ F_{f\text{máx}} &= \frac{P}{g} \cdot a_{\text{máx}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{a_{\text{máx}}}{g} = \mu_{\text{máx}} \quad (34)$$

En este caso el rendimiento de frenado se puede expresar de la siguiente manera:

$$\eta_f = \frac{a/g}{\mu_{\text{máx}}} = \frac{\mu_{\text{utilizada}}}{\mu_{\text{máx}}} \quad (35)$$

Expresado así, el rendimiento de frenado representa el grado de aprovechamiento de la adherencia disponible. Cada vehículo presentará su propio rendimiento de frenado, siendo deseable que éste sea lo mayor posible.

Utilizando el rendimiento de frenado, la fuerza de frenado real máxima de un vehículo se puede expresar de la siguiente manera:

$$F_f = \mu_{\text{máx}} \cdot \eta_f \cdot P \quad (36)$$

2.4.- REPARTO DE LA FUERZA DE FRENADO

Para determinar las fuerzas de frenado máximas que pueden desarrollarse, en función de la adherencia entre la rueda y el suelo, si ésta se supone igual en todas las ruedas se tiene:

$$F_{fd} = \mu \cdot F_{zd} \quad F_{ft} = \mu \cdot F_{zt} \quad (37)$$

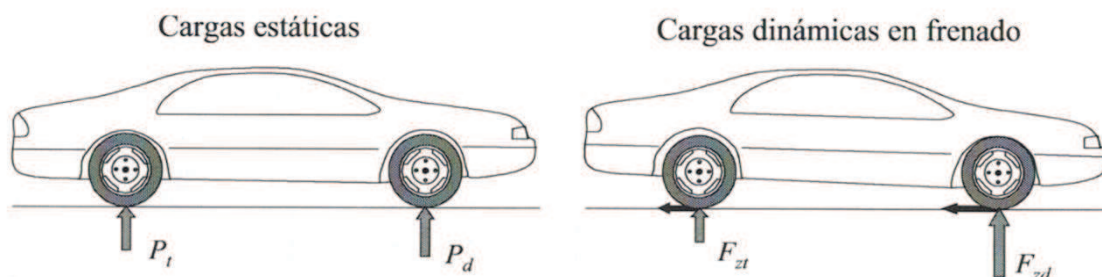


Figura 2.33 Transferencia de carga en frenado

La fuerza de frenado máxima total será:

$$F_{f\max} = F_{fd} + F_{ft} = \mu \cdot F_{zd} + \mu \cdot F_{zt} = \mu \cdot P \quad (38)$$

Esta fuerza de frenado será la que decelera el vehículo y, por tanto, la que genera una aceleración (inercia) en sentido contrario a la marcha. La aceleración que se obtiene en el proceso de frenado será:

$$F_{f\max} = \mu \cdot P = m \cdot a \Rightarrow a = \frac{\mu \cdot P}{m} = \frac{\mu \cdot m \cdot g}{m} = \mu \cdot g \quad (39)$$

Con lo que se tiene que la máxima deceleración que se puede obtener, expresada en unidades de g, coincide con la adherencia disponible entre el suelo y el neumático.

Si se expresa la fuerza de frenado en el eje trasero en función de la del delantero, considerando las expresiones de las cargas verticales en los ejes, se obtiene la expresión siguiente:

$$\frac{F_{fd}}{F_{ft}} = \frac{P_d + P \cdot \frac{a}{g} \cdot \frac{h}{B}}{P_t - P \cdot \frac{a}{g} \cdot \frac{h}{B}} \quad (40)$$

Esta ecuación corresponde a la curva de equiadherencia, y representa el lugar geométrico de todos los puntos para los cuales la fuerza de frenada en los ejes es máxima para cada adherencia disponible. Se puede determinar la fuerza de frenada óptima, para cada uno de los ejes, en función de las condiciones exteriores.

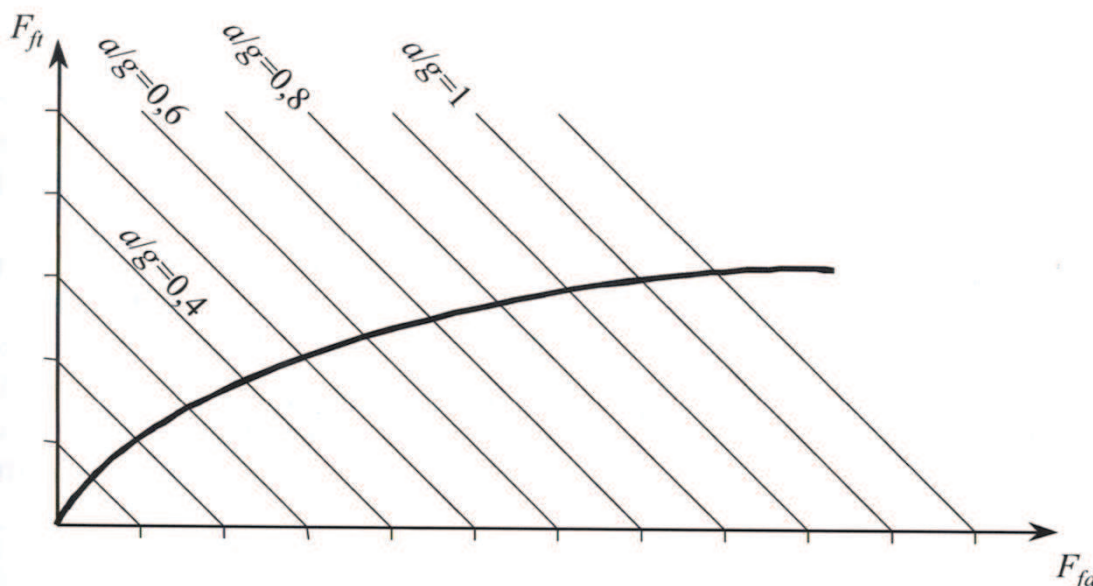


Figura 2.34 Curva de equiadherencia

Las rectas representadas en la figura 2.34 muestran deceleraciones (a/g) constantes. Sus intersecciones con la curva de equiadherencia señalan las fuerzas en los ejes para decelerar a cada una de las a/g .

De forma habitual se expresará la aceleración en unidades de g ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$), denominándose z :

$$z = \frac{a}{g} \quad (41)$$

La relación entre la altura del vehículo y la batalla es denominada factor de forma (x):

$$x = \frac{h}{B} \quad (42)$$

Además, a la relación entre el peso estático en el eje trasero y el total se la denomina γ :

$$\gamma = \frac{P_t}{P} \quad (43)$$

Y por tanto:

$$1 - \gamma = \frac{P_d}{P} \quad (44)$$

La expresión de la curva de equiadherencia queda reducida a:

$$F_{ft} = F_{fd} \frac{\gamma - z \cdot x}{1 - \gamma + z \cdot x} \quad (45)$$

Debido al diseño del esquema general de un sistema de frenos, la relación entre las fuerzas de frenada delanteras y traseras será constante. Es decir, existe una relación lineal entre la fuerza en el eje delantero y en el trasero. La proporción entre fuerzas de frenado se puede representar sobre la curva de equiadherencia, resultando una recta que parte del origen. Un

sistema de frenos real, como el representado en la figura 2.35, a partir de la fuerza originada en el pedal, y su transformación a presión del líquido hidráulico del circuito de frenos, actúa sobre los bombines de freno, tanto del eje delantero como del eje trasero. Si, por ejemplo, el sistema está formado por frenos de disco en ambos ejes, se tendrá que los esfuerzos de compresión (F_{zap_d} y F_{zap_t}) entre las zapatas (forros de freno o pastillas) y el disco serán:

$$\begin{aligned} F_{zap_d} &= 2 \cdot A_d \cdot p \\ F_{zap_t} &= 2 \cdot A_t \cdot p \end{aligned} \quad (46)$$

Donde p representa la presión en el circuito de frenos y A_d y A_t las secciones de los bombines de freno delanteros y traseros. Las fuerzas de frenada en cada uno de los ejes serán proporcionales a las secciones de los bombines de freno, la presión del circuito y otros parámetros, como son el coeficiente de fricción entre disco y zapata, radio efectivo de la rueda y del disco, etc. De forma general, se puede utilizar la expresión:

$$\frac{F_{fd}}{F_{ft}} = K_1 \frac{F_{zap_d}}{F_{zap_t}} = K_1 \frac{2 \cdot A_d \cdot p}{2 \cdot A_t \cdot p} = K \Rightarrow F_{fd} = K \cdot F_{ft} \quad (47)$$

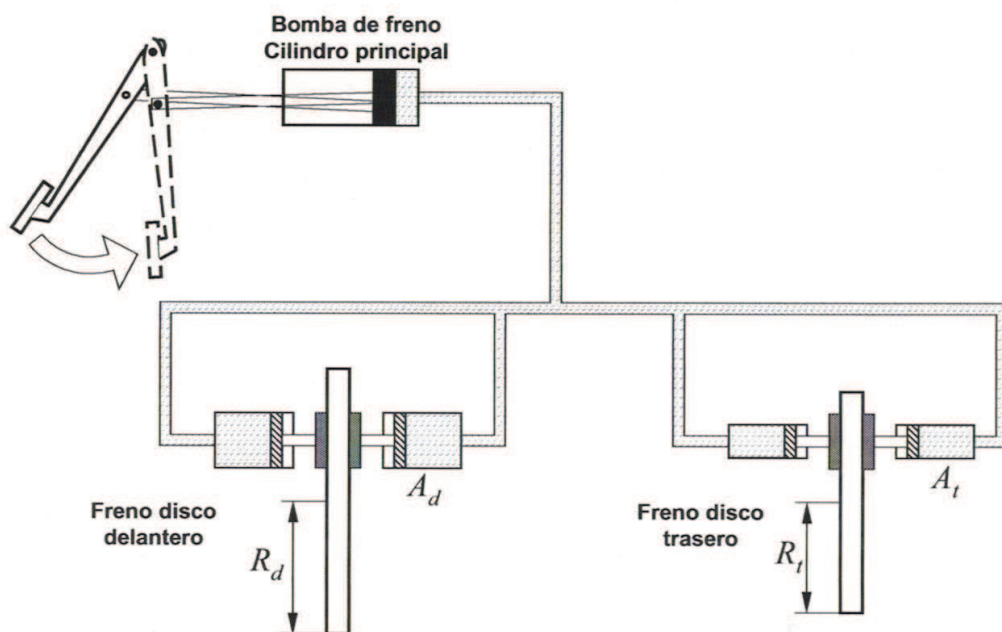


Figura 2.35 Esquema funcional de un sistema de frenos de disco

La proporción entre fuerzas de frenado se puede representar sobre la curva de equiadherencia, resultando una recta que parte del origen.

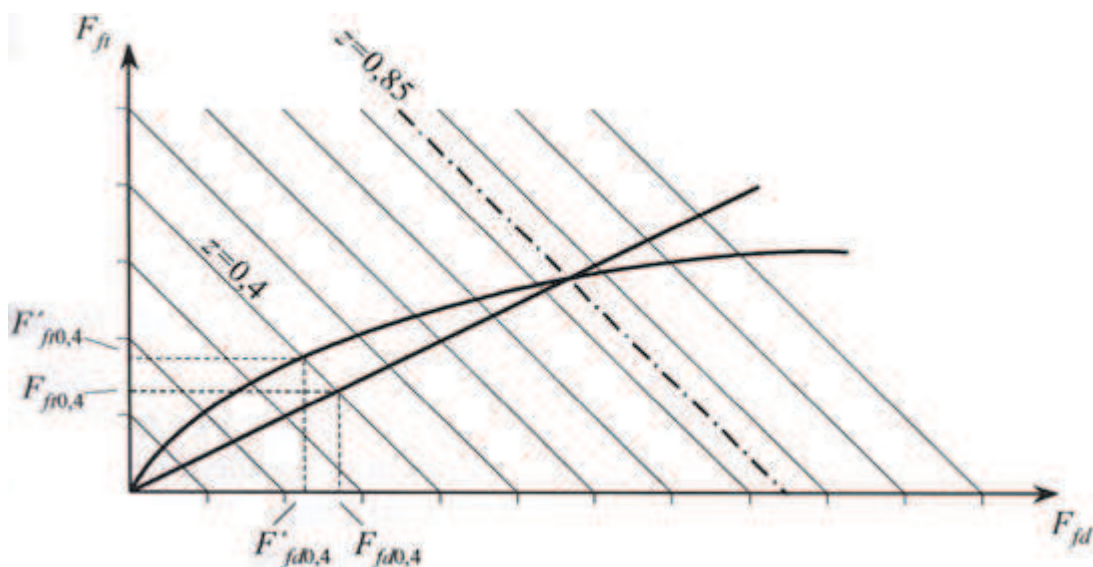


Figura 2.36 Curva de equiadherencia y reparto real del sistema de frenos

La curva de equiadherencia determina los puntos óptimos de frenada. Si el sistema real representa una recta situada por debajo de la curva de equiadherencia, se alcanza antes el límite de frenada en el eje delantero que en el trasero, con lo que se asegura que llega a derrapar antes el delantero.

La fuerza de frenada en el eje posterior, para una determinada deceleración que está situada en la curva de equiadherencia, se expresa por:

$$F_{ft} = z \cdot P \cdot (\gamma - z \cdot x) \quad (48)$$

El esfuerzo total de frenada se puede evaluar por la expresión:

$$F_f = z \cdot P \quad (49)$$

La definición del sistema de frenada suele realizarse por medio de la relación (\emptyset) entre la fuerza de frenada trasera y la total.

$$\emptyset = \frac{F_{ft}}{F_f} = \frac{z \cdot P \cdot (\gamma - z \cdot x)}{z \cdot P} = \gamma - z \cdot x \quad (50)$$

En función de la reglamentación europea, el valor máximo de \emptyset será:

$$\emptyset_{\max} = \gamma - 0,8 \cdot x \quad (51)$$

El planteamiento desarrollado hasta ahora supone un estado de carga invariable, por lo que si se realiza con una variación de carga, la curva de equiadherencia se modifica.

2.5.- COEFICIENTE DE ADHERENCIA UTILIZADO

El coeficiente de adherencia utilizado ha sido el correspondiente al de los neumáticos para simplificar los cálculos.

A medida que se aumenta la sollicitación longitudinal a un neumático, el coeficiente de adherencia utilizado aumenta, adquiriendo valores comprendidos entre 0 y $\mu_{m\acute{a}x}$. Si la sollicitación longitudinal aumenta de tal manera que se llega a superar la adherencia máxima disponible, $\mu_{m\acute{a}x}$, el deslizamiento entre el neumático y la superficie de rodadura se extiende de una forma casi instantánea a toda la huellas de contacto, y el coeficiente de adherencia disponible disminuye hasta un valor μ_{xd} (coeficiente de adherencia en deslizamiento).

El valor del coeficiente de adherencia máximo de un neumático se ve afectado por una diversidad de factores que se pueden clasificar en intrínsecos, debidos al propio neumático o al vehículo, y extrínsecos, debidos a las condiciones operativas. Se tiene como factores principales:

- Factores intrínsecos:
 - Velocidad lineal de neumático.
 - Dibujo de la banda de rodamiento.
 - Carga vertical sobre la rueda.
 - Grado de sollicitación transversal.
 - Presión de inflado.
- Factores extrínsecos:
 - Características y estado de la superficie de rodadura.

Según lo comentado anteriormente, el dibujo y el material de la banda de rodadura tienen influencia en el comportamiento longitudinal y transversal; en concreto; hay diseños que mejoran uno u otro. La influencia del dibujo es sustancial cuando se circula por superficies duras y secas, el

desgaste del dibujo de la banda tiende a aumentar el coeficiente de adherencia máximo, aumentando su influencia con la velocidad.

Cualitativamente se puede ver este efecto en la gráfica de la figura 2.38. En la figura 2.39 puede apreciarse cómo afecta la carga vertical sobre la adherencia longitudinal. Ésta disminuye al aumentar la carga que gravita sobre el neumático.

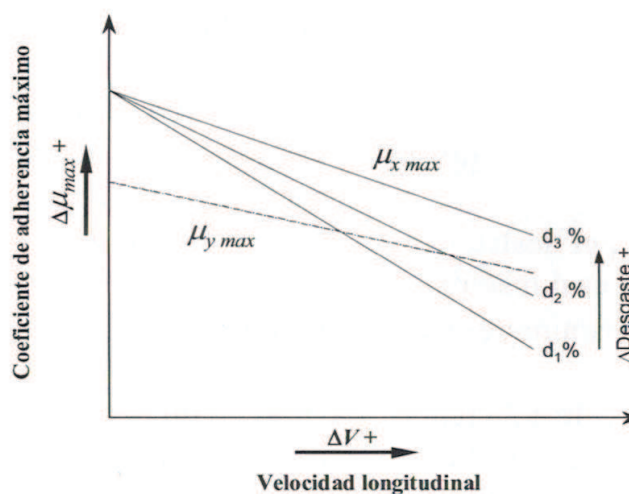


Figura 2.38 Efecto de la velocidad y el desgaste de la banda de rodadura sobre el coeficiente de adherencia longitudinal

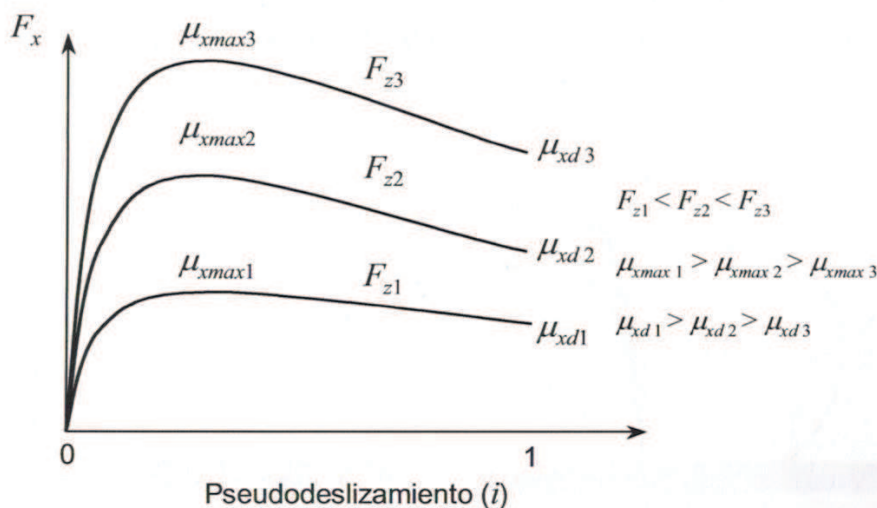


Figura 2.39 Efecto de la carga normal sobre el coeficiente de adherencia longitudinal

La presión de inflado influye de forma sustancial en superficies mojadas, mejorando ambos coeficientes a medida que se aumenta ésta. En lo que se refiere a los factores extrínsecos, en la tabla 2.1 se muestran los valores que suelen tener el coeficiente de adherencia máximo y el coeficiente de adherencia dinámico para diferentes tipos de superficie de rodadura.

Tabla 2.1 Valores de coeficientes de adherencia

Superficie	Valor máximo $\mu_{x\text{máx}}$	Valor de deslizamiento μ_{xd}
Asfalto y hormigón secos	0,8-0,9	0,75
Asfalto mojado	0,5-0,7	0,45-0,6
Hormigón mojado	0,8	0,7
Grava	0,6	0,55
Tierra seca	0,68	0,65
Tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve dura	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

2.6.- FUERZA QUE ACTÚA SOBRE LA PASTILLA DE FRENO

El disco queda solicitado por las fuerzas, F_h bajo la acción de la presión hidráulica, p_h , siendo:

$$F_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h \quad (52)$$

d : Diámetro cilindro hidráulico

Se designa por μ_{zap} el valor del coeficiente de fricción o de rozamiento entre forro o guarnición y el disco.

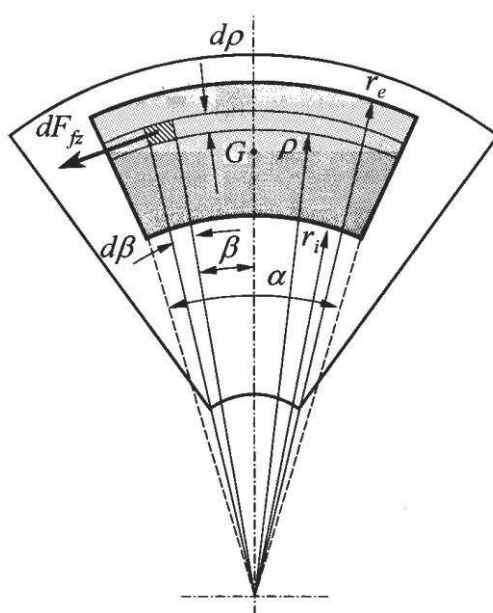


Figura 2.40 Esquema de pastilla en forma de sector

La expresión de un elemento diferencial de área de la pastilla viene dada por:

$$dS = \rho \cdot d\beta \cdot d\rho \quad (53)$$

Integrando se obtiene:

$$S_{pastilla} = \int_0^\alpha \int_{r_i}^{r_e} \rho \cdot d\beta \cdot d\rho = \frac{\alpha \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2} \quad (54)$$

Bajo la hipótesis de que la base rígida, metálica, del forro de freno, es lo suficientemente rígida para que la presión p sea igual para toda la superficie de fricción, se tiene que:

$$p = \frac{F_h}{S} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h}{\frac{\alpha \cdot \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2}} = \frac{d^2}{(r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} \cdot p_h \quad (55)$$

El elemento infinitesimal de área, de forma de sector de corona de radios ρ y $\rho + dp$ y ángulo central $d\beta$, ofrece una fuerza de rozamiento (de sentido contrario al del movimiento del disco) de valor dF_{fz} , cuya cuantía es:

$$dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot dS \quad (56)$$

p : Presión normal a la superficie del disco (Pa)

dS : Diferencial de área de valor $\rho \cdot d\beta \cdot dp$

Por tanto:

$$dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho \cdot d\beta \cdot dp \quad (57)$$

El momento de esta fuerza respecto del centro de giro del disco es:

$$dF_{fz} \cdot \rho = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot d\beta \cdot dp \quad (58)$$

La suma de momentos de todas estas fuerzas, correspondientes al sector de corona circular de radios ρ y $\rho + dp$ y ángulo α , vale:

$$dM_1 = \int p \cdot dF_{fz} = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot dp \cdot \int d\beta \Rightarrow dM_1 = p \cdot \mu_{zap} \cdot \rho^2 \cdot dp \cdot \alpha \quad (59)$$

Por consiguiente, el par de frenado de cada placa se obtendrá integrando la expresión anterior desde $\rho = r_i$ hasta $\rho = r_e$, es decir:

$$M_1 = \int dM_1 = p \cdot \mu_{zap} \cdot \alpha \cdot \int_{r_i}^{r_e} \rho^2 \cdot d\rho \Rightarrow M_1 = p \cdot \mu_{zap} \cdot \alpha \cdot \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{r_i}^{r_e} \quad (60)$$

En resumen, el par de frenado, por cada placa, en función de p_h , viene expresado por:

$$M_1 = \frac{1}{3} \cdot \frac{d^2}{(r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} \cdot p_h \cdot p \cdot \mu_{zap} \cdot \alpha \cdot \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{r_i}^{r_e} \quad (61)$$

2.7.- ANÁLISIS TÉRMICO DEL SISTEMA DE FRENOS

2.7.1.- POTENCIA DE FRENADO

La determinación de la potencia disipada en el proceso de frenado es el punto de partida para un análisis térmico de los frenos. Para este caso, y con el objeto de estar del lado de la seguridad, no se tendrá en cuenta las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo por rodadura y por efecto aerodinámico. Sin embargo, es necesario considerar que el sistema de frenos, además de detener el vehículo, ha de frenar las inercias de las masas en rotación. Esto puede cuantificarse mayorando la masa del vehículo con un coeficiente de masas rotativas (σ_f), cuyo valor aproximado es 1,05.

Considerando lo anterior, la expresión de la potencia disipada queda de la siguiente manera:

$$H = (\sigma_f \cdot m \cdot a - m \cdot g \cdot \sin\theta) \cdot V \quad (62)$$

En el cálculo se considera que el motor no actúa como freno, de forma que se aumenta el coeficiente de seguridad.

La potencia disipada se puede evaluar en casos particulares, como es un frenado en llano entre dos velocidades ($\theta = 0$) o el descenso por una pendiente uniforme a velocidad constante ($a = 0$).

2.7.2- CÁLCULO TÉRMICO

La potencia disipada en el sistema de frenos, proveniente de la energía cinética y potencial del vehículo, se transforma en energía calorífica, que no solo va a ser importante en cantidad, sino que tiene la particularidad de ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para un correcto funcionamiento del sistema de frenos, el calor generado debe ser evacuado con la mayor celeridad posible para que las sucesivas frenadas no produzcan un peligroso incremento de la temperatura. El propio avance del vehículo contribuye de forma sustancial, con un adecuado diseño del sistema, a la disipación del calor generado, esencialmente por convección y radiación, gracias a las corrientes de aire que se producen.

En caso de frenadas sucesivas, se produce un incremento de la temperatura, hasta llegar a un límite (temperatura de saturación), en función de la capacidad de disipación térmica de los elementos, esencialmente los frenos, ya sean de disco o de tambor. En caso de llegar a la temperatura de saturación, disminuye el coeficiente de fricción entre los elementos de freno y aparece el fenómeno de fatiga térmica o fading. Esta elevación de la temperatura, producida por frenadas sucesivas o por un frenado continuado en descensos prolongados, puede ser contrarrestada con la utilización de materiales y diseños (discos ventilados) que favorezcan la conductividad térmica con el entorno. Los diseños o reformas de los vehículos pueden disminuir o limitar las capacidades de evacuación diseñadas inicialmente, y es un punto al que deberá prestarse la máxima atención.

De forma general, la temperatura (T) que alcanza la superficie de rozamiento, ya sea en un sistema de disco o tambor, en un instante de tiempo (t), frenando intensamente a lo largo de un tiempo total (t_T) superior a tres segundos será:

$$T = \frac{\sigma \cdot (1 - \emptyset) \cdot J}{K_T \cdot t_T} \cdot \left[t \cdot \left(1 - \frac{t}{2 \cdot t_T} \right) + \frac{d^2}{3 \cdot \alpha_T} \cdot \left(1 - \frac{t}{t_T} \right) + \frac{d^4}{3 \cdot \alpha_T^2} \right] \quad (63)$$

σ : Proporción de calor que entra en el disco o tambor.

\emptyset : Reparto de frenado en el eje trasero.

J : Equivalente térmico de la energía del vehículo para $t = 0$.

K_T : Capacidad térmica del tambor o semidisco.

d : Espesor del tambor o espesor del semidisco (cm).

α_T : Difusividad térmica del material (cm^2/s).

Donde σ , la proporción de calor que entra en el disco o tambor, se ha evaluado experimentalmente como:

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\frac{K_2 \rho_2 c_2}{K_1 \rho_1 c_1}}} \quad (64)$$

A_1 : Área de fricción del disco o tambor (cm^2).

A_2 : Área de fricción de las zapatas o pastillas (cm^2).

K_1 : Conductividad térmica del disco o tambor ($Kcal/s \cdot ^\circ C \cdot cm$).

K_2 : Conductividad térmica de las zapatas o pastillas ($Kcal/s \cdot ^\circ C \cdot cm$).

ρ_1 : Densidad del disco o tambor (Kg/cm^3).

ρ_2 : Densidad de las zapatas (Kg/cm^3).

c_1 : Calor específico del material del disco o tambor ($Kcal/Kg \cdot ^\circ C$).

c_2 : Calor específico del material de las pastillas ($Kcal/Kg \cdot ^\circ C$).

El equivalente térmico (J) de la energía del vehículo para $t = 0$ será:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \cdot \frac{1}{J'} \quad (65)$$

Siendo $J' = 427 \text{ kg} \cdot \text{m/cal}$. La capacidad térmica (K_T) del disco o tambor será:

$$K_T = A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot d \quad (66)$$

La temperatura máxima admisible, para un instante t , será:

$$T_{\text{máx}} = \frac{\sigma \cdot (1 - \phi) \cdot J}{K_T \cdot t_T} \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{7 \cdot d^4}{90 \cdot \alpha_T^4 \cdot t_T^2} \right] \quad (67)$$

En general, la conductividad del disco o tambor es mucho más elevada que la correspondiente al material de las pastillas. Como dato, se estima que la cantidad de calor que pasa al disco es el 98% del total, mientras que para un tambor es del 96%. Esto indicará que, a igualdad de dimensiones, la temperatura del material de fricción es superior en un tambor que para el caso de un disco de freno. Además, por la facilidad de la evacuación de calor por convección y radiación, los sistemas de disco se enfriarán más rápidamente que los de tambor.

En caso extremos, tanto en disco como en tambor, se puede llegar a temperaturas superiores a $750 \text{ }^\circ\text{C}$ en la superficie de fricción. A estos niveles térmicos se producen modificaciones en la estructura cristalina y tensiones térmicas que pueden superar los límites de rotura, produciéndose fisuraciones en los discos y tambores y fusión superficial de las zapatas. La consecuencia es un contacto imperfecto entre las superficies rozantes y unos

comportamientos inadecuados de los materiales, disminuyendo las prestaciones del sistema de frenado.

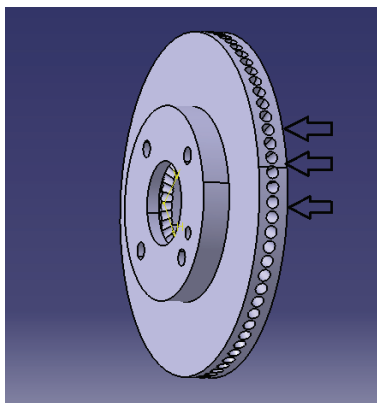
2.7.3.- FACTORES DE CONVECCIÓN EN LOS DISCOS DE FRENO

En este apartado analizaremos los distintos tipos de convección que aparecen en los discos de freno en función de la superficie del disco que este en contacto con el aire.

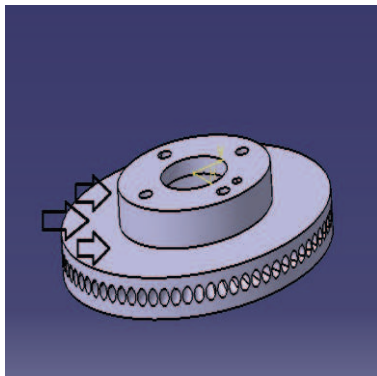
Debido a que no hay un estudio específico para un disco de freno, aplicaremos la teoría para otros cuerpos de similar geometría para las diferentes superficies del disco.

Los tipos de convección que encontramos en un disco de freno son:

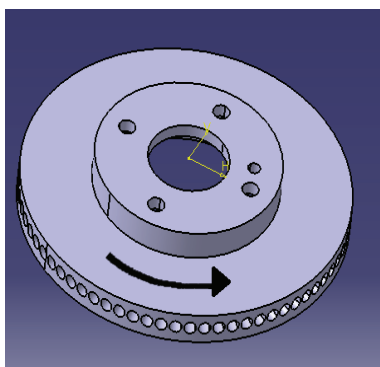
- Convección frontal.
- Convección lateral.
- Convección por efecto giratorio.
- Convección en el interior de los canales del disco.



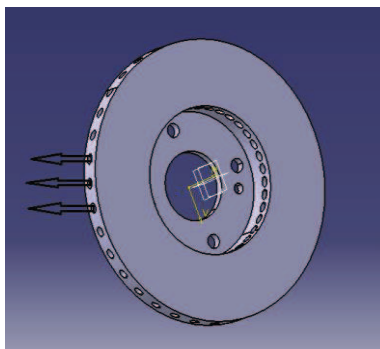
Convección frontal:
Afecta al canto del disco.



Convección lateral:
Afecta a los laterales del disco.



Convección por efecto giratorio: Afecta al canto del disco debido a la velocidad angular del disco.



Convección en el interior de los canales del disco:
Afecta a las paredes internas de los canales del disco.

2.7.3.1.- CONVECCIÓN FRONTAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

Para el estudio de la convección frontal del disco utilizamos el modelo teórico de un cilindro. El patrón de flujo alrededor del cilindro sufre una serie de cambios a medida que se incrementa el número de Reynolds, y puesto que la transferencia de calor depende del flujo en gran medida, se considerará primero el efecto del número de Reynolds sobre el flujo y luego se interpretarán los datos de transferencia de calor.

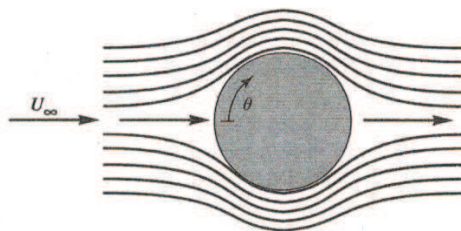


Figura 2.41 Líneas de flujo sobre un cilindro circular

Es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor en flujos sobre cilindros y esferas simples. El autor Zakauskas propuso una correlación para un cilindro a temperatura uniforme T_s con flujo transversal de líquidos y gases:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_f \cdot D}{k} = C \cdot \left(\frac{U_\infty \cdot D}{\nu} \right)^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (70)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (71)$$

\overline{Nu}_D : Número de Nusselt (adimensional).

\overline{h}_f : Coeficiente de convección frontal ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

D : Diámetro exterior del disco de freno (m).

k : Conductividad térmica del aire ($W/m \cdot ^\circ C$).

U_∞ : Velocidad del aire (m/s).

m, n, C : Coeficientes obtenidos a partir de Reynolds y Prandtl.

Pr : Coeficiente de Prandtl.

Pr_s : Coeficiente de Prandtl en función de la superficie del disco.

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

α : Difusividad térmica del aire (m^2/s).

Donde todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura del fluido en corriente libre, excepto Pr_s , que se evalúa a la temperatura superficial. Las constantes para la ecuación 70 se encuentran en la tabla 2.2 en función del Reynolds.

Re_D	C	m
1 – 40	0,75	0,4
40 – 1×10^3	0,51	0,5
1×10^3 – 2×10^5	0,26	0,6
2×10^5 – 1×10^6	0,0076	0,7

Para números de Prandtl menores de 10, $n = 0,37$, y con números de Prandtl superiores de 10, $n = 0,36$.

El número de Reynolds se determina de la siguiente manera:

$$Re = \frac{U_\infty \cdot D}{\nu} \quad (72)$$

Re : Número de Reynolds.

U_{∞} : Velocidad del aire (m/s).

D : Diámetro exterior del disco de freno (m).

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

2.7.3.2.- CONVECCIÓN LATERAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

La convección lateral del disco de freno es producida por el desplazamiento lineal del vehículo debido a la velocidad que lleva el vehículo.

Para poder determinar el factor de convección en las caras laterales del disco nos basaremos en la teoría de placas planas.

Primero calculamos el número de Reynolds a través de la ecuación:

$$Re = \frac{U_{\infty} \cdot L}{\nu} \quad (73)$$

U_{∞} : Velocidad del aire (m/s)

ν : Viscosidad cinemática del aire a 20°C (m^2/s)

L : Longitud de la placa plana, siendo la longitud el diámetro del disco (m)

La viscosidad cinemática del aire depende de la temperatura media del ambiente. Dicha temperatura la calculamos de la siguiente manera:

$$T_{m_{amb}} = \frac{T_{superficie} + T_{fluido}}{2} \quad (74)$$

$T_{m_{amb}}$: Temperatura media del ambiente (°C)

$T_{superficie}$: Temperatura de la superficie lateral del disco (°C)

T_{fluido} : Temperatura del fluido, en este caso, aire (°C)

Si el número de Reynolds es menor a 500000, se estará frente a un régimen laminar, despejando el factor de convección del número de Nusselt para régimen laminar se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned}\overline{Nu} &= 0,664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \\ \overline{Nu} &= \frac{\overline{h_L} \cdot L}{k}\end{aligned}\quad (75)$$

$\overline{h_L}$: Coeficiente de convección lateral

L : Longitud de la cara plana, en nuestro caso el diámetro del disco (m)

2.7.3.3.- CONVECCIÓN POR EFECTO GIRATORIO EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

La transferencia de calor por convección entre un cuerpo rotatorio y un fluido circundante es de importancia en el análisis térmico de un disco de freno.

Primero calculamos el Reynolds:

$$Re_w = \frac{w \cdot D^2}{\nu} \quad (76)$$

Para números de Reynolds menores a 10^6 . Con números de Reynolds más grandes, el flujo se vuelve turbulento cerca del borde externo.

El Nusselt promedio para un disco que gira en aire es:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_g \cdot D}{k} = 0,36 \cdot \left(\frac{w \cdot D^2}{\nu} \right)^{1/2} \quad (77)$$

\overline{Nu}_D : Número de Nusselt (adimensional).

\overline{h}_g : Coeficiente de convección por efecto giratorio ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

D : Diámetro exterior del disco de freno (m).

k : Conductividad térmica del aire ($W/m \cdot ^\circ C$).

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

w : Velocidad angular (rad/s).

2.7.3.4.- CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LOS CANALES DEL DISCO VENTILADO

Para calcular el coeficiente de convección en el interior de los canales del disco ventilado, primero tendremos que calcular la velocidad de salida del fluido, en este caso el aire, de los canales del disco.

Para dicho cálculo, hemos asemejado el disco de freno a una bomba de agua, cuyos canales en vez de transportar agua, transportarán aire. Utilizamos las ecuaciones de mecánica de fluidos para bombas:

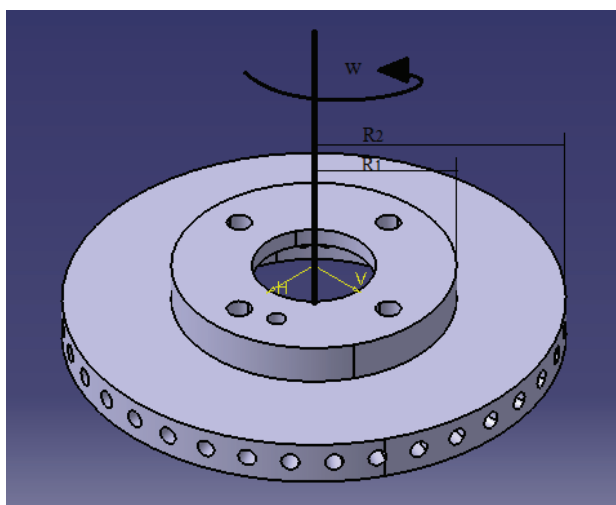


Figura 2.42

$$\Delta P = \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot w^2 \cdot R \cdot dR = \rho \cdot w^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \quad (78)$$

$$H_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = w_{m\acute{a}x}^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \cdot g} \quad (79)$$

$$H_{inst} = \left(K + f \cdot \frac{L_c}{D_c} + 1 \right) \cdot \frac{V_{sal}^2}{2 \cdot g} + \frac{(w_{inst} \cdot R_2)^2}{2 \cdot g} \quad (80)$$

ΔP : Incremento de presión (Pa).

$H_{m\acute{a}x}$: Altura máxima de la bomba (m).

H_{inst} : Altura instantánea de la bomba (m).

R : Radio (m).

$w_{m\acute{a}x}$: Velocidad angular máxima (rad/s).

w_{inst} : Velocidad angular instantánea (rad/s).

K : Rugosidad absoluta (adimensional).

f : Coeficiente de fricción (adimensional).

g : Gravedad (m/s²).

V_{sal} : Velocidad del aire a la salida del canal del disco (m/s).

L_c : Longitud del canal (m).

D_c : Diámetro del canal (m).

Una vez que sabemos la velocidad de salida del canal del disco, calculamos el Reynolds a través de las siguientes fórmulas:

$$\bar{V}_c = \frac{V_{sal} + V_{ent}}{2} \quad (81)$$

$$Re = \frac{\bar{V}_c \cdot D_c}{\nu} \quad (82)$$

\bar{V}_c : Velocidad media del canal (m/s).

V_{ent} : Velocidad instantánea del aire a la entrada del canal del disco (m/s).

Para corregir la variación de las propiedades debido a los gradientes de temperatura, los autores Kays y London sugirieron que el número de Nusselt se multiplique por el factor de corrección de temperatura que se muestra a continuación:

$$\overline{Nu_D} = \overline{Nu_{D,Flg2.43}} \cdot \left(\frac{T_b}{T_s}\right)^n \quad (83)$$

$\overline{Nu_{D,Flg2.43}}$: Factor de Nusselt (adimensional).

T_b : Temperatura del aire (°C).

T_s : Temperatura de la superficie del disco (°C).

n : Factor de enfriamiento (adimensional).

Para determinar $\overline{Nu_{D,Flg2.43}}$ hay que realizar primeramente la siguiente operación:

$$\frac{Re \cdot Pr \cdot D_c \cdot 10^{-2}}{L_c} \quad (84)$$

Con el número resultante de la ecuación 84 vamos a la gráfica siguiente y con la curva para conducto corto:

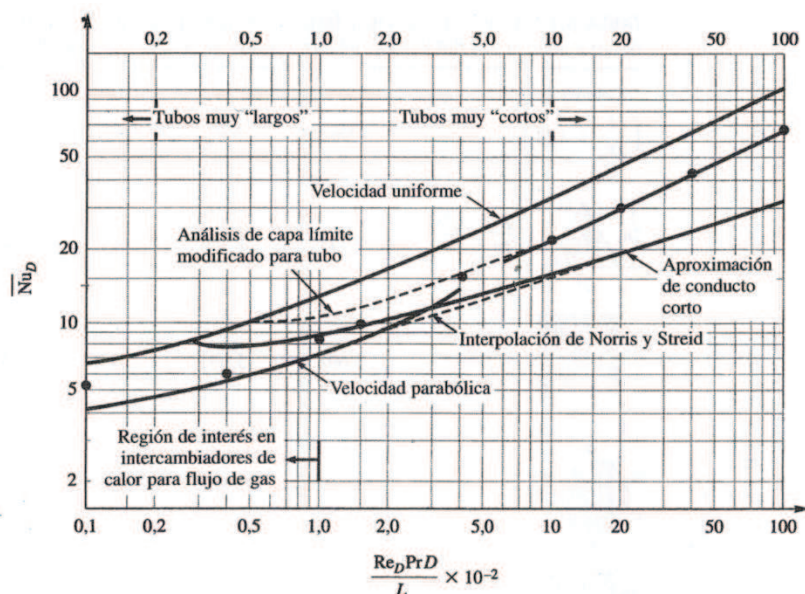


Figura 2.43 Soluciones analíticas y correlaciones empíricas para la transferencia de calor en flujo laminar a través de tubos circulares.

Una vez hallado el valor de $\overline{Nu}_{D, Fig 2.43}$ podemos hallar el coeficiente de convección a través de la ecuación:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_c \cdot D_c}{k} = \overline{Nu}_{D, Fig 2.43} \cdot \left(\frac{T_b}{T_s} \right)^n \quad (85)$$

\bar{h}_c : Coeficiente de convección en los canales del disco ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

3.- FUERZAS DE CORTE EN LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DE LA RUEDA

En este apartado vamos a hacer un pequeño estudio de la fuerza y el momento torsor, que tienen que soportar los tornillos que sujetan el conjunto formado por el neumático, la llanta, el disco de freno y el buje. Como en otros apartados, para realizar este estudio hemos asemejado nuestro modelo a otro. En este caso se asemeja a la unión atornillada de dos placas planas.

Considerando las placas infinitamente rígidas y los tornillos perfectamente elásticos, la fuerza P se reparte uniformemente entre todos los tornillos, mientras que el momento torsor $M_t = P \cdot e$, se distribuye según

fuerzas de cortadura que actúan sobre los tornillos en dirección normal a la línea que une el tornillo y el centro de gravedad de los medios de unión, figura 3.1; hipótesis de la que se deduce que el torsor induce sobre cada tornillo un esfuerzo cortante que es proporcional a su distancia al centro de gravedad y a su sección transversal (si existen tornillos de diferente sección transversal).

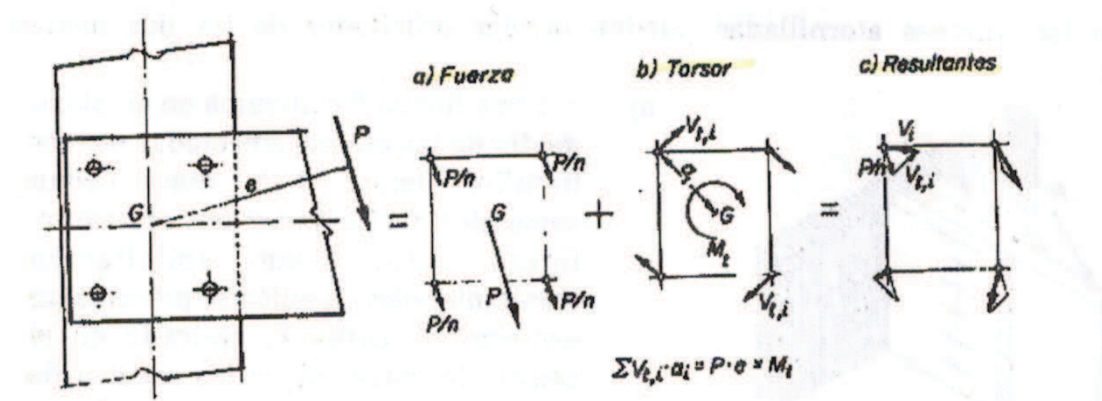


Figura 3.1 Momento torsor y cortantes combinados en el plano medio de la unión

El esfuerzo cortante en cada tornillo es resultado de la suma vectorial de los esfuerzos generados por las fuerzas P , situada en el centro de gravedad G , de la unión y el momento torsor M_t , como vemos en la figura 3.1.

En base a estas hipótesis se determina fácilmente la fuerza de corte V_i que solicita a un tornillo en función de la fuerza P y del momento torsor M_t , aplicado en el centro de gravedad G , de la unión suponiendo, como es habitual, que todos los tornillos son de igual sección, como se ve en la figura 3.2 y las siguientes fórmulas:

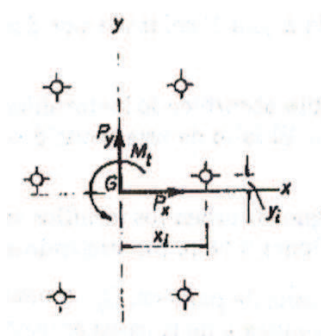


Figura 3.2

$$V_{t,i,x} = \frac{-M_t}{\sum_{j=1}^{n_t} (x_j^2 + y_j^2)} \cdot y_i$$

$$V_{t,i,y} = \frac{M_t}{\sum_{j=1}^{n_t} (x_j^2 + y_j^2)} \cdot x_i$$
(86)

$$V_{P,i,x} = \frac{P_x}{n}$$

$$V_{P,i,y} = \frac{P_y}{n}$$
(87)

$$V_i = \sqrt{(V_{P,i,x} + V_{t,i,x})^2 + (V_{P,i,y} + V_{t,i,y})^2}$$
(88)

n_t : Número total de tornillos.

$V_{P,i,x}$, $V_{P,i,y}$: Componentes de la fuerza de corte P en el tornillo i según los ejes x-x e y-y .

$V_{t,i,x}$: Componente según el eje x-x de la fuerza de corte provocada en el medio de unión j, como consecuencia del momento torsor, M_t .

$V_{t,i,y}$: Ídem, según el eje y.

x e y: Coordenadas del medio de unión, i.

4.- CONCLUSIONES DE LA MEMORIA

A través de la realización de la memoria del proyecto he adquirido conocimientos mas profundos del sistema de frenado así de como funciona cada parte de que consta dicho sistema y lo complejo que es. Así mismo, ha servido para mejorar la capacidad de investigación y así adquirir conocimientos nuevos sobre diferentes materias ya que se utiliza desde la física a la termodinámica.

Al ir realizando el proyecto he ido cumpliendo los objetivos marcados inicialmente, desde el aprendizaje de los dos programas utilizados así como la búsqueda de información imprescindible para el desarrollo del proyecto.

El proyecto fin de carrera me ha aportado, a parte de conocimiento, las características de lucha y superación ya que los datos no son fáciles de conseguir y por lo tanto hay que aprender a buscar la información en diferentes fuentes.

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 2: CÁLCULOS

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014

ÍNDICE

1.- MAGNITUDES DE TRABAJO	- 2 -
2.-DATOS DE PARTIDA	- 4 -
2.1-DATOS DEL VEHÍCULO.....	- 4 -
2.2.- DATOS GENERALES	- 5 -
3.- CÁLCULOS DE LA DINÁMICA DEL FRENADO	- 7 -
4.- FUERZA QUE ACTÚA SOBRE LA PASTILLA DEL FRENO Y DEFORMACIÓN DEL DISCO.....	- 9 -
5.- CÁLCULO TÉRMICO DE LOS DISCOS DE FRENO VENTILADO Y NO VENTILADO	- 11 -
5.1- CÁLCULO DE LOS FACTORES DE CONVECCIÓN EN LOS DISCOS DE FRENO	- 11 -
5.1.1- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN FRONTAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO	- 11 -
5.1.2.- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN LATERAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO	- 13 -
5.1.3- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN POR EFECTO GIRATORIO EN DISCO MACIZO Y VENTILADO.....	- 14 -
5.1.4.- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LOS CANALES DEL DISCO VENTILADO.....	- 15 -
5.2.- COMPARATIVA TÉRMICA DE LOS DISCOS DE FRENO VENTILADO Y NO VENTILADO	- 18 -
6.- CÁLCULO DE LAS FUERZAS DE CORTE EN LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DE LA RUEDA	- 21 -
7.- CONCLUSIONES DE LOS CÁLCULOS.....	- 23 -

1.- MAGNITUDES DE TRABAJO

M_f : Par de frenado ($N \cdot m$).

r_c : Radio bajo carga del neumático, que puede considerarse igual al radio efectivo (m).

I : Momento de inercia de todas las masas unidas a la rueda ($Kg \cdot m^2$).

α : Aceleración angular de la rueda a máxima velocidad (rad/s^2).

F_f : Fuerza de frenado que se genera en el suelo (N).

F_r : Fuerza de resistencia (N).

f_r o μ : Coeficiente de resistencia al avance por rodadura (adimensional).

θ : Rampa (positiva en ascenso y negativa en descenso) (grados).

C_x : Coeficiente aerodinámico de avance (adimensional).

A_f : Área frontal del vehículo (m^2).

V : Velocidad de avance (m/s).

ρ : Densidad del aire a 20°C y 1atm (Kg/m^3).

a : Aceleración del vehículo (m/s^2).

S : Distancia de frenado (m).

t : Tiempo de frenado (s).

F_h : Fuerza hidráulica (N).

P_h : Presión hidráulica (Pa).

d : Diámetro cilindro hidráulico (m).

H : Potencia disipada (W).

$\overline{Nu_D}$: Número de Nusselt (adimensional).

$\overline{h_f}$: Coeficiente de convección frontal ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

D : Diámetro exterior del disco de freno (m).

k : Conductividad térmica del aire ($W/m \cdot ^\circ C$).

U_∞ : Velocidad del aire (m/s).

m, n, C : Coeficientes obtenidos a partir de Reynolds y Prandtl.

Pr : Coeficiente de Prandtl.

Pr_s : Coeficiente de Prandtl en función de la superficie del disco.

ν : Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

α : Difusividad térmica del aire (m^2/s).

Re : Número de Reynolds .

L : Longitud de la placa plana, siendo la longitud el diámetro del disco (m).

$T_{m_{amb}}$: Temperatura media del ambiente ($^{\circ}C$).

$T_{superficie}$: Temperatura de la superficie lateral del disco ($^{\circ}C$).

T_{fluido} : Temperatura del fluido, en este caso, aire ($^{\circ}C$).

$\overline{h_L}$: Coeficiente de convección lateral.

$\overline{h_g}$: Coeficiente de convección por efecto giratorio ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$).

w : Velocidad angular (rad/s).

ΔP : Incremento de presión (Pa).

$H_{m\acute{a}x}$: Altura máxima de la bomba (m).

H_{inst} : Altura instantánea de la bomba (m).

R : Radio (m).

$w_{m\acute{a}x}$: Velocidad angular máxima (rad/s).

w_{inst} : Velocidad angular instantánea (rad/s).

K : Rugosidad absoluta (adimensional).

f : Coeficiente de fricción (adimensional).

g : Gravedad (m/s^2).

V_{sal} : Velocidad del aire a la salida del canal del disco (m/s).

L_c : Longitud del canal (m).

D_c : Diámetro del canal (m).

D_{ca} : Diámetro de la campana del disco (m).

m : Masa (Kg).

P : Peso (N).

\bar{V}_c : Velocidad media del canal (m/s).

V_{ent} : Velocidad instantánea del aire a la entrada del canal del disco (m/s).

$\overline{Nu_{D,Flg2.43}}$: Factor de Nusselt (adimensional).

T_b : Temperatura del aire (°C).

T_s : Temperatura de la superficie del disco (°C).

n : Factor de enfriamiento (adimensional).

\bar{h}_c : Coeficiente de convección en los canales del disco ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

n_t : Número total de tornillos.

$V_{P,i,x}$, $V_{P,i,y}$: Componentes de la fuerza de corte P en el tornillo i según los ejes x-x e y-y.

$V_{t,i,x}$: Componente según el eje x-x de la fuerza de corte provocada en el medio de unión j, como consecuencia del momento torsor, M_t .

$V_{t,i,y}$: Ídem, según el eje y-y.

x e y: Coordenadas del medio de unión, i.

2.-DATOS DE PARTIDA

2.1-DATOS DEL VEHÍCULO

CARROCERIA	
ESTRUCTURA	Monocasco en acero
TIPO	Berlina, 5 puertas
COEFICIENTE C_x	0,32
PESO OFICIAL	1470 Kg
RPARTO PESO DEL/TRAS	59%/41%
DEPOSITO COMBUSTIBLE	60 litros
MALETERO	302 dm ³

RENDIMIENTOS OFICIALES	
VELOCIDAD MÁXIMA	234 Km/h
ACEL. 0-100 Km/h	7,1 s

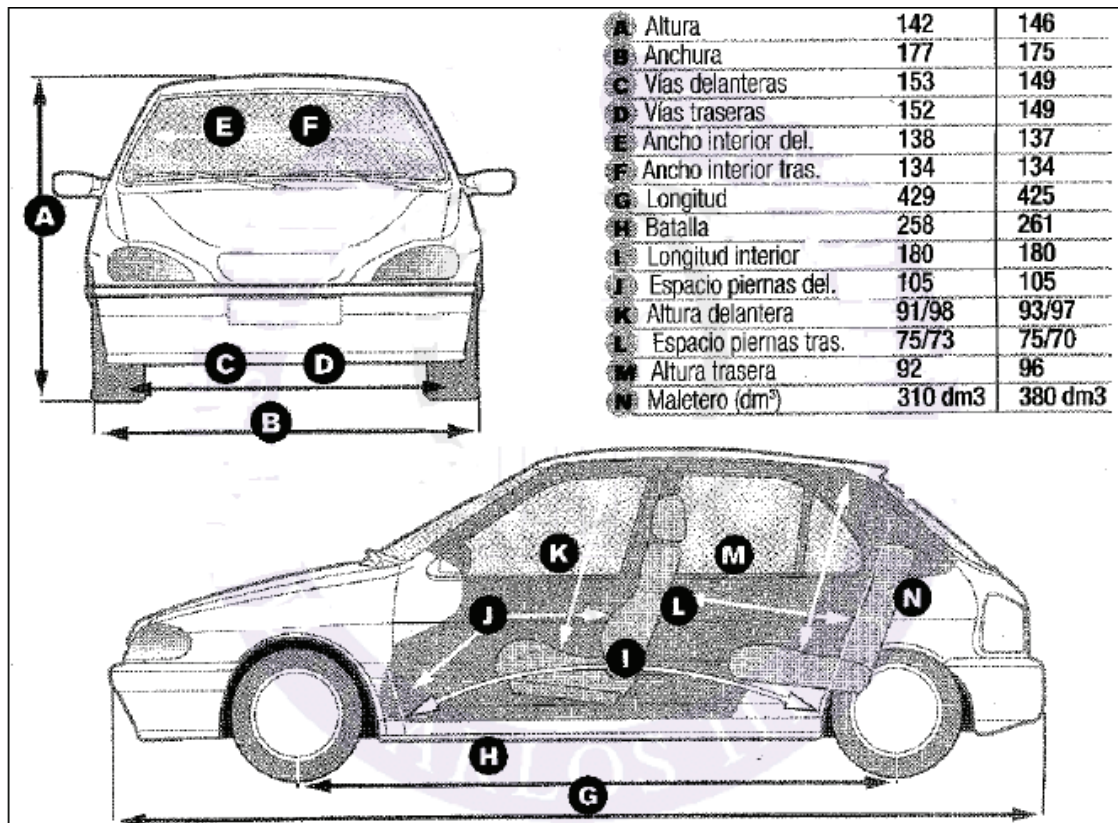


Figura 1.1

2.2.- DATOS GENERALES

 $r_c: 0,2805 \text{ m}$
 $I: 0,796 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$
 $\alpha_{60\text{Km/h}}: 59,66 \text{ rad/s}^2$
 $\alpha_{\text{máxvelocidad}}: 63,45 \text{ rad/s}^2$
 $f_r \text{ ó } \mu: 0,85$
 $\theta: 0^\circ$
 $V: 16,66 \text{ m/s}$
 $P_h: 7000000 \text{ Pa}$

$$d: 0,025 \text{ m}$$

$$D: 0,25825 \text{ m}$$

$$D_{ca}: 0,1463 \text{ m}$$

$$k: 25,64 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U_\infty: 16,66 \text{ m/s}$$

$$m, n, C: 0,7/0,37/0,076$$

$$\nu: 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{aire}: 21,67 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho: 1,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$L: 0,25825 \text{ m}$$

$$T_{superficie}: 30^\circ\text{C}$$

$$T_{fluido}: 20^\circ\text{C}$$

$$\omega_{m\acute{a}x}: 231,79 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{inst}: 59,39 \text{ rad/s}$$

$$K: 1$$

$$f: 0,03$$

$$g: 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$L_c: 0,061 \text{ m}$$

$$D_c: 0,0095 \text{ m}$$

$$V_{ent}: 16,66 \text{ m/s}$$

$$T_b: 20^\circ\text{C}$$

$$T_s: 30^\circ\text{C}$$

$$n: 0,08$$

$$n_t: 4$$

3.- CÁLCULOS DE LA DINÁMICA DEL FRENADO

Primero calculamos la fuerza de resistencia a la rodadura:

$$F_r = F_{rd} + F_{rt} = f_r \cdot P = f_r \cdot m \cdot g \quad (1)$$

$$F_r = 0,85 \cdot 1470 \cdot 9,8$$

$$F_r = 12245,1 \text{ N}$$

$$F_r = F_f \quad (2)$$

Ahora calculamos el par de frenado para la máxima velocidad, ya que utilizaremos dicho valor para el cálculo de los tornillos.

$$M_f = I \cdot \alpha_{\text{máxvelocidad}} + F_f \cdot r_c \quad (3)$$

$$M_f = 0,796 \cdot 63,45 + \frac{12245,1}{4} \cdot 0,2805$$

$$M_f = 909,19 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A continuación, vamos a calcular la distancia de frenado a una velocidad elegida, la cual se mantendrá para el resto de cálculos. Primero, calculamos la aceleración del vehículo:

$$a = \frac{F_f + m \cdot g \cdot \sin\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{m} \quad (4)$$

$$a = \frac{12245,1 + 1470 \cdot 9,8 \cdot 0 + 1470 \cdot 9,8 \cdot 0,85 + 0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,32 \cdot 2,06 \cdot 16,66^2}{1470}$$

$$a = 16,63 \text{ m/s}^2$$

Ya una vez calculada la aceleración, podemos calcular la distancia de frenado:

$$S_{V_1-0} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \ln \left(1 + \frac{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r} \right) \quad (5)$$

$$S_{V_1-0} = \frac{1470}{1,2 \cdot 0,32 \cdot 2,06} \ln \left(1 + \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,32 \cdot 2,06 \cdot 16,66^2}{12245,1 + 1470 \cdot 9,8 \cdot 0 + 1470 \cdot 9,8 \cdot 0,85} \right)$$

$$S_{V_1-0} = 8,31 \text{ m}$$

Por último, calculamos el tiempo de frenado, pero como se dijo en la memoria, este tiempo está exento del tiempo de reacción del conductor, el tiempo de actuación del dispositivo de accionamiento, el tiempo de respuesta del sistema, el tiempo umbral, el tiempo de frenado activo y el tiempo de suelta o aflojamiento del freno.

$$t_{V_1-0} = m \cdot \frac{V_1}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r} \quad (6)$$

$$t_{V_1-0} = 1470 \cdot \frac{16,66}{12245,1 + 9,8 \cdot 9,8 \cdot 0 + 9,8 \cdot 9,8 \cdot 0,85}$$

$$t_{V_1-0} = 1 \text{ s}$$

4.- FUERZA QUE ACTÚA SOBRE LA PASTILLA DEL FRENO Y DEFORMACIÓN DEL DISCO

Lo primero que vamos a calcular es la fuerza que actúa sobre la pastilla de freno con la siguiente ecuación:

$$F_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h \quad (7)$$

$$F_h = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 7000000$$

$$F_h = 3435 \text{ N}$$

Una vez calculada dicha fuerza, vamos al programa Catia, hacemos el diseño de nuestro disco de freno ventilado y no ventilado, dibujamos el área de contacto de las pastillas de freno en el disco y aplicamos la fuerza que acabamos de calcular.

Los resultados que ofrece Catia para ambos modelos son los siguientes:

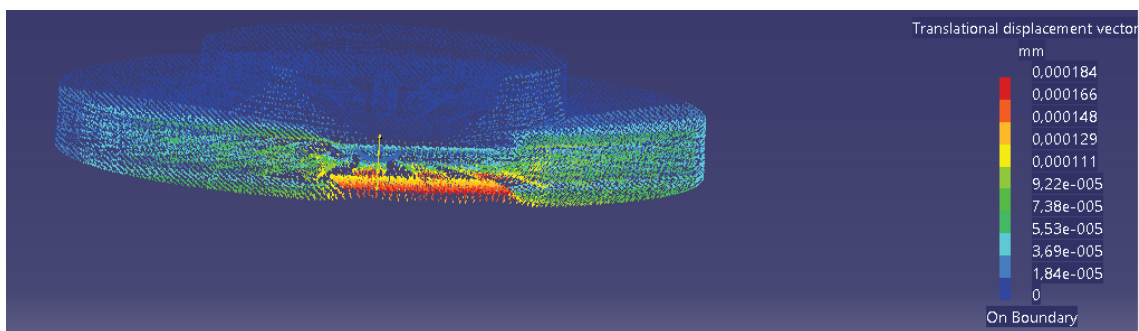


Figura 4.1 Deformación en el disco de freno ventilado

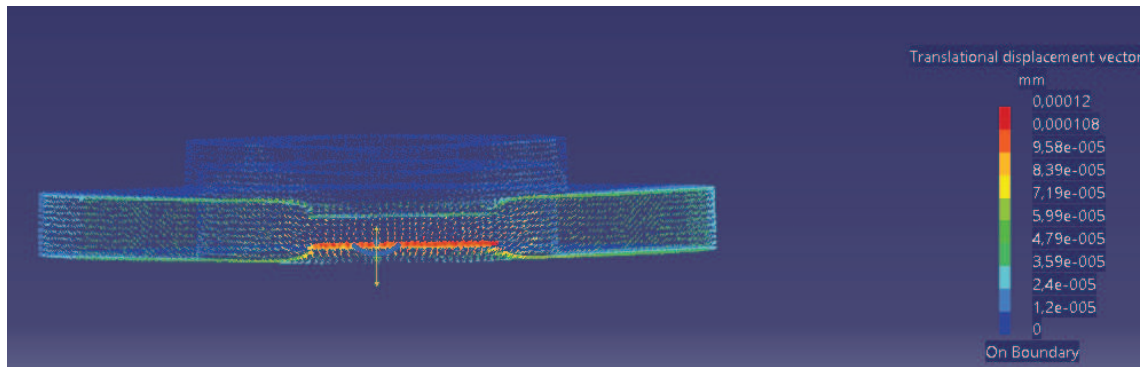


Figura 4.2 Deformación en el disco de freno no ventilado

Como se aprecia en las figuras 4.1 y 4.2, la deformación que sufre el disco ventilado es mayor que la del disco no ventilado para la misma fuerza de las pastillas ya que estructuralmente el no ventilado es más resistente debido a que no posee los canales de ventilación.

5.- CÁLCULO TÉRMICO DE LOS DISCOS DE FRENO VENTILADO Y NO VENTILADO

En este apartado vamos a comprobar como el disco ventilado disipa mejor el calor que el disco no ventilado y como circula el aire a través de ambos modelos mediante el programa Ansys. Primero vamos a calcular los coeficientes de convección de los dos modelos de disco de freno para luego aplicarlos en el programa.

5.1- CÁLCULO DE LOS FACTORES DE CONVECCIÓN EN LOS DISCOS DE FRENO

5.1.1- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN FRONTAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

Primero calculamos el número de Reynolds y el número de Prandtl a través de las siguientes ecuaciones:

$$Re = \frac{U_{\infty} \cdot D}{\nu} \quad (8)$$

$$Re = \frac{16,66 \cdot 0,25825}{1,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 286829,67$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (9)$$

$$Pr = \frac{1,5 \cdot 10^{-5}}{21,67 \cdot 10^{-6}}$$

$$Pr = 0,69$$

Ahora, una vez calculado el Reynolds y el Prandtl, podemos calcular el coeficiente de convección frontal a través de la formula siguiente:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{h_f} \cdot D}{k} = C \cdot \left(\frac{U_\infty \cdot D}{\nu} \right)^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (10)$$

$$\overline{h_{f1}} = 0,076 \cdot \left(\frac{16,66 \cdot 0,25825}{1,5 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,7} \cdot 0,69^{0,37} \cdot \left(\frac{0,69}{0,69} \right)^{0,25} \cdot \frac{25,64 \cdot 10^{-3}}{0,25825}$$

$$\overline{h_{f1}} = 43,49 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ahora calculamos la convección frontal para la campana del disco de la misma manera:

$$Re = \frac{U_\infty \cdot D_{ca}}{\nu} \quad (11)$$

$$Re = \frac{16,66 \cdot 0,1463}{1,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 162490,53$$

$$\overline{Nu_D} = \frac{\overline{h_{f2}} \cdot D_{ca}}{k} = C \cdot \left(\frac{U_\infty \cdot D_{ca}}{\nu} \right)^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (12)$$

$$\overline{h_{f2}} = 0,26 \cdot \left(\frac{16,66 \cdot 0,1463}{1,5 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,37} \cdot \left(\frac{0,69}{0,69} \right)^{0,25} \cdot \frac{25,64 \cdot 10^{-3}}{0,1463}$$

$$\overline{h_{f2}} = 53,15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

5.1.2.- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN LATERAL EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

Primero calculamos la viscosidad cinemática del aire, la conductividad térmica del aire y el número de Prandtl ya que éstas dependen de la temperatura media del ambiente. Dicha temperatura la calculamos de la siguiente manera:

$$T_{m_{amb}} = \frac{T_{superficie} + T_{fluido}}{2} \quad (13)$$

$$T_{m_{amb}} = \frac{30 + 20}{2}$$

$$T_{m_{amb}} = 25^{\circ}\text{C}$$

Para esta temperatura, la viscosidad cinemática del aire, la conductividad térmica del aire y el número de Prandtl adquieren los siguientes valores:

$$\nu = 1,5483 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 25,824 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0,714$$

Ahora calculamos el Reynolds:

$$Re = \frac{U_{\infty} \cdot L}{\nu} \quad (14)$$

$$Re = \frac{16,66 \cdot 0,25825}{1,5483 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 277881,87$$

Por último calculamos el coeficiente de convección lateral con la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu} = 0,664 \cdot (Re)^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (15)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}_L \cdot L}{k}$$

$$\overline{h}_L = 0,664 \cdot \frac{(277881,87)^{1/2} \cdot 0,714^{1/3} \cdot 25,824 \cdot 10^{-3}}{0,25825}$$

$$\overline{h}_L = 31,283 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

5.1.3- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN POR EFECTO GIRATORIO EN DISCO MACIZO Y VENTILADO

Primero calculamos el número de Reynolds como en los casos anteriores con la siguiente formula:

$$Re_w = \frac{w_{inst} \cdot D^2}{\nu} \quad (16)$$

$$Re_w = \frac{59,39 \cdot 0,25825^2}{1,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_w = 264060,06$$

Ahora ya, con el Reynolds calculado, procedemos a calcular el coeficiente de convección por efecto giratorio con la siguiente ecuación:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_g \cdot D}{k} = 0,36 \cdot \left(\frac{w \cdot D^2}{\nu} \right)^{1/2} \quad (17)$$

$$\overline{h_g} = 0,36 \cdot \left(\frac{59,39 \cdot 0,25825^2}{1,5 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/2} \cdot \frac{25,64 \cdot 10^{-3}}{0,25825}$$

$$\overline{h_g} = 18,36 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

5.1.4.- CÁLCULO DE LA CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LOS CANALES DEL DISCO VENTILADO

Para calcular la convección en el interior de los canales del disco ventilado como ya se ha citado en la memoria, asemejamos el funcionamiento del disco como una bomba de agua pero en este caso es aire. Entonces el primer paso es calcular la velocidad de salida del aire del disco de freno ventilado a través de las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P = \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot w^2 \cdot R \cdot dR = \rho \cdot w^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \quad (18)$$

$$H_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = w_{m\acute{a}x}^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{2 \cdot g} \quad (19)$$

$$H_{m\acute{a}x} = 231,729^2 \cdot \frac{0,129^2 - 0,068^2}{2 \cdot 9,8}$$

$$H_{m\acute{a}x} = 32,923 \text{ m}$$

$$H_{inst} = \left(K + f \cdot \frac{L_c}{D_c} + 1 \right) \cdot \frac{V_{sal}^2}{2 \cdot g} + \frac{(w_{inst} \cdot R_2)^2}{2 \cdot g} \quad (20)$$

$$\frac{10}{39} \cdot H_{m\acute{a}x} = \left(1 + 0,03 \cdot \frac{0,061}{0,0095} + 1 \right) \cdot \frac{V_{sal}^2}{2 \cdot 9,8} + \frac{(59,39 \cdot 0,129)^2}{2 \cdot 9,8}$$

$$V_{sal} = 6,98 \text{ m/s}$$

Una vez que sabemos la velocidad de salida del canal del disco, calculamos el Reynolds a través de las siguientes fórmulas:

$$\bar{V}_c = \frac{V_{sal} + V_{ent}}{2} \quad (21)$$

$$\bar{V}_c = \frac{6,98 + 16,66}{2}$$

$$\bar{V}_c = 11,8 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\bar{V}_c \cdot D_c}{\nu} \quad (22)$$

$$Re = \frac{11,8 \cdot 0,0095}{1,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 7473,3$$

Para corregir la variación de las propiedades debido a los gradientes de temperatura, los autores Kays y London sugirieron que el número de Nusselt se multiplique por el factor de corrección de temperatura que se muestra a continuación:

$$\overline{Nu}_D = \overline{Nu}_{D,Flg5.1} \cdot \left(\frac{T_b}{T_s} \right)^n \quad (23)$$

Para determinar $\overline{Nu}_{D,Flg5.1}$ hay que realizar primeramente la siguiente operación:

$$\frac{Re \cdot Pr \cdot D_c \cdot 10^{-2}}{L_c} \quad (24)$$

$$\frac{7473,3 \cdot 0,69 \cdot 0,0095 \cdot 10^{-2}}{0,061} = 8,03$$

Con el número resultante de la ecuación 24 vamos a la gráfica siguiente y con la curva para conducto corto:

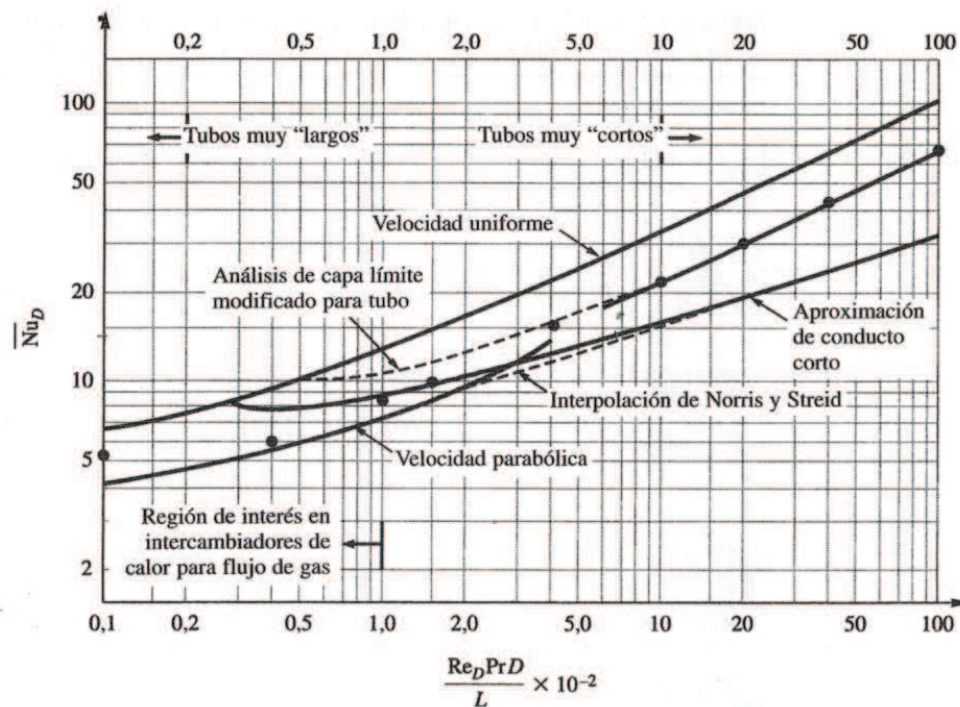


Figura 5.1 Soluciones analíticas y correlaciones empíricas para la transferencia de calor en flujo laminar a través de tubos circulares.

$$\overline{Nu_{D,Flg5.1}} = 16$$

Una vez hallado el valor de $\overline{Nu_{D,Flg5.1}}$ podemos hallar el coeficiente de convección a través de la ecuación:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}_c \cdot D_c}{k} = \overline{Nu_{D,Flg5.1}} \cdot \left(\frac{T_b}{T_s}\right)^n \quad (25)$$

$$\bar{h}_c = \frac{25,64 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot \left(\frac{20}{30}\right)^{0,08}}{0,0095}$$

$$\overline{h_c} = 41,80 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

5.2.- COMPARATIVA TÉRMICA DE LOS DISCOS DE FRENO VENTILADO Y NO VENTILADO

En este apartado vamos a comparar cómo disipa el calor tanto el disco no ventilado como el disco ventilado. Para ello introducimos ambos modelos de disco de freno en el programa Ansys e introducimos todos los coeficientes de convección de calor calculados en el anterior apartado.

El primer estudio que realizamos consiste en introducir 400°C (temperatura que se alcanza en una frenada media) en ambas caras laterales durante 2 segundos. Entonces el resultado de como la temperatura va variando a lo largo del disco se puede apreciar en las siguientes figuras:

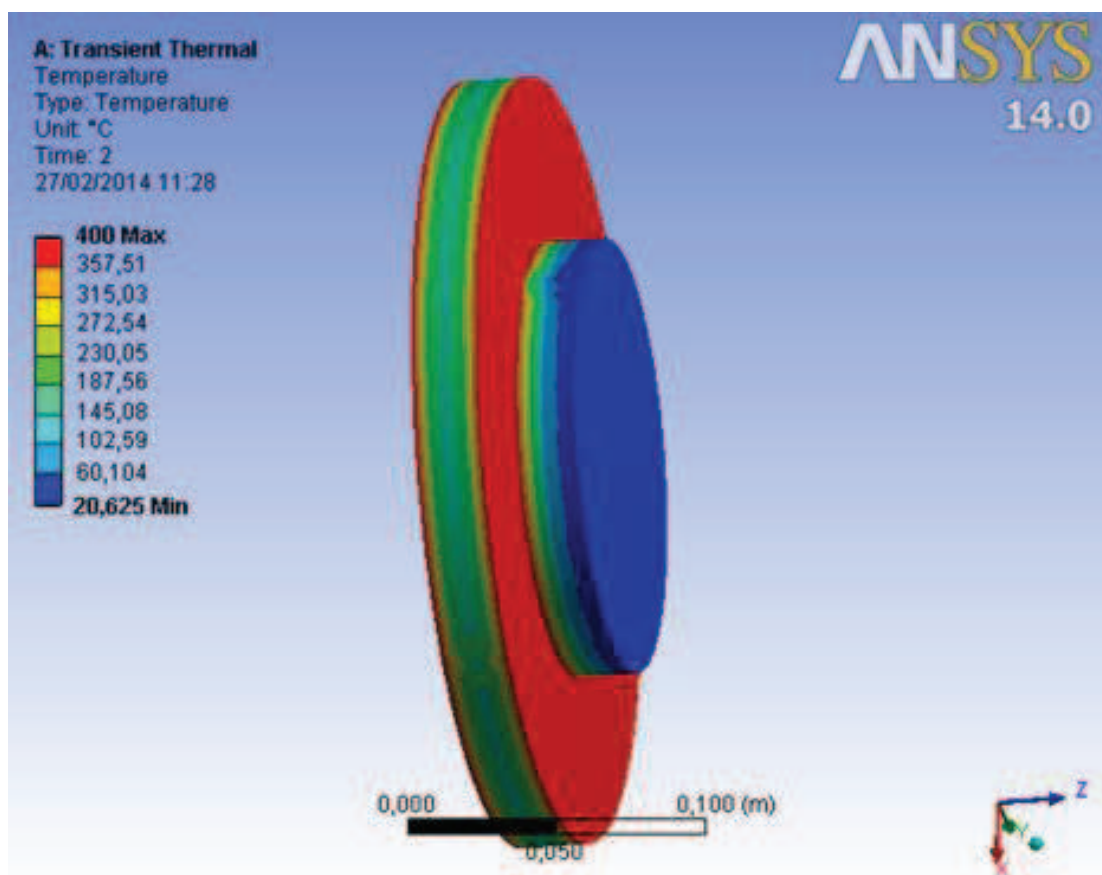
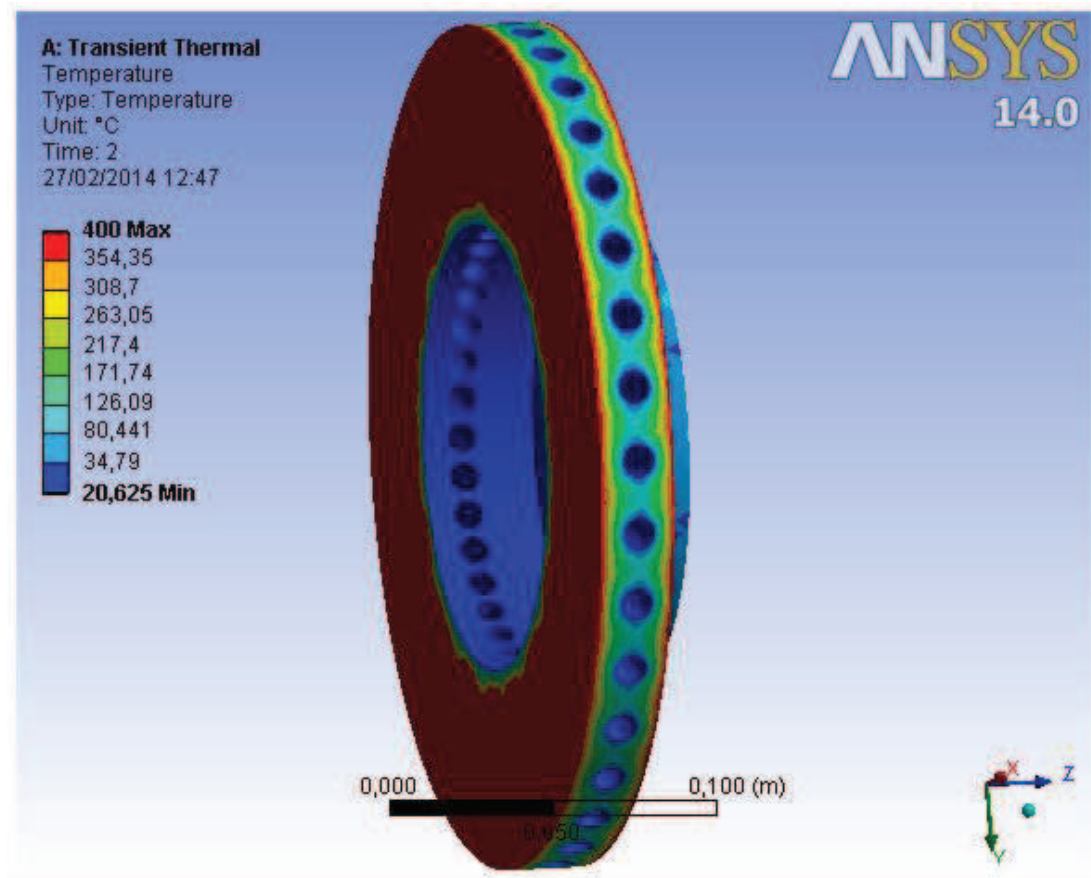


Figura 5.2 Disco no ventilado

**Figura 5.3** Disco ventilado

Al observar las dos imágenes se comprueba que el disco ventilado posee unas temperaturas menores que el no ventilado debido a que el disco ventilado posee los canales de ventilación por donde evacua un calor que el disco de freno no ventilado no lo hace.

Para intentar aproximar este estudio a la realidad, introducimos ambos modelos de disco de freno en Ansys Fluent con las condiciones similares al anterior estudio (coeficientes de convección de calor y temperatura de las caras laterales) pero esta vez, al ser Ansys Fluent, hacemos pasar aire por el disco de freno a 20°C. El resultado lo apreciamos en las siguientes figuras:

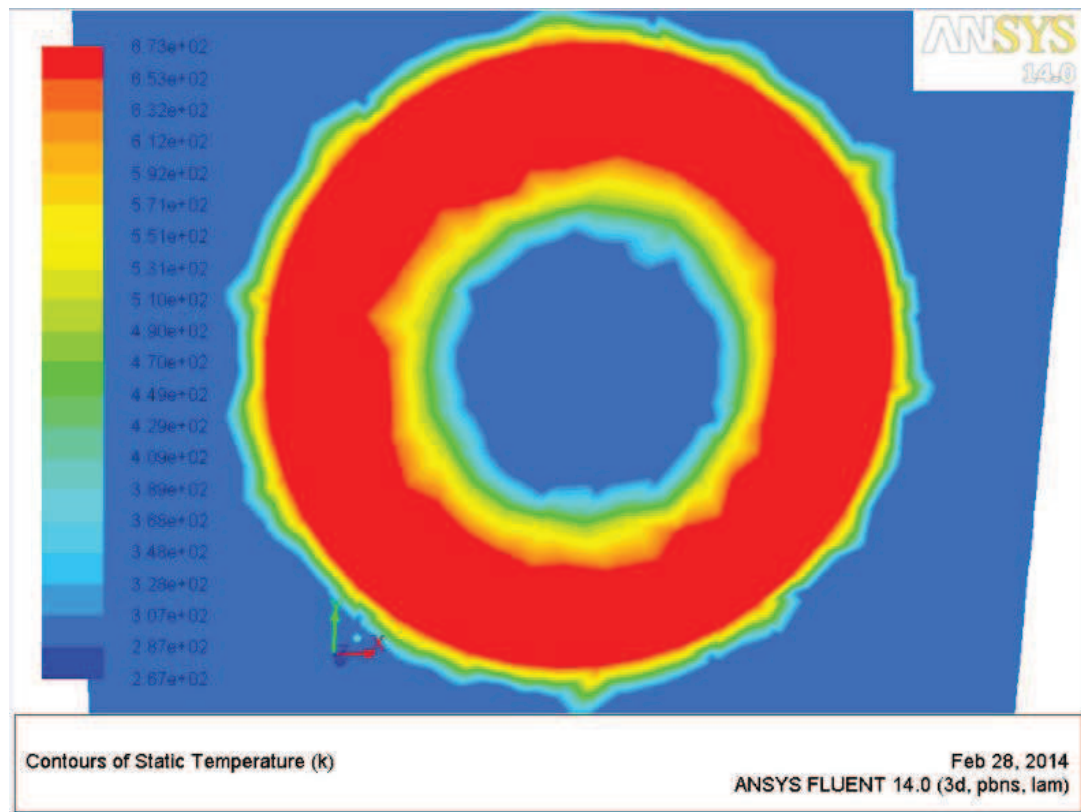


Figura 5.4 Disco no ventilado

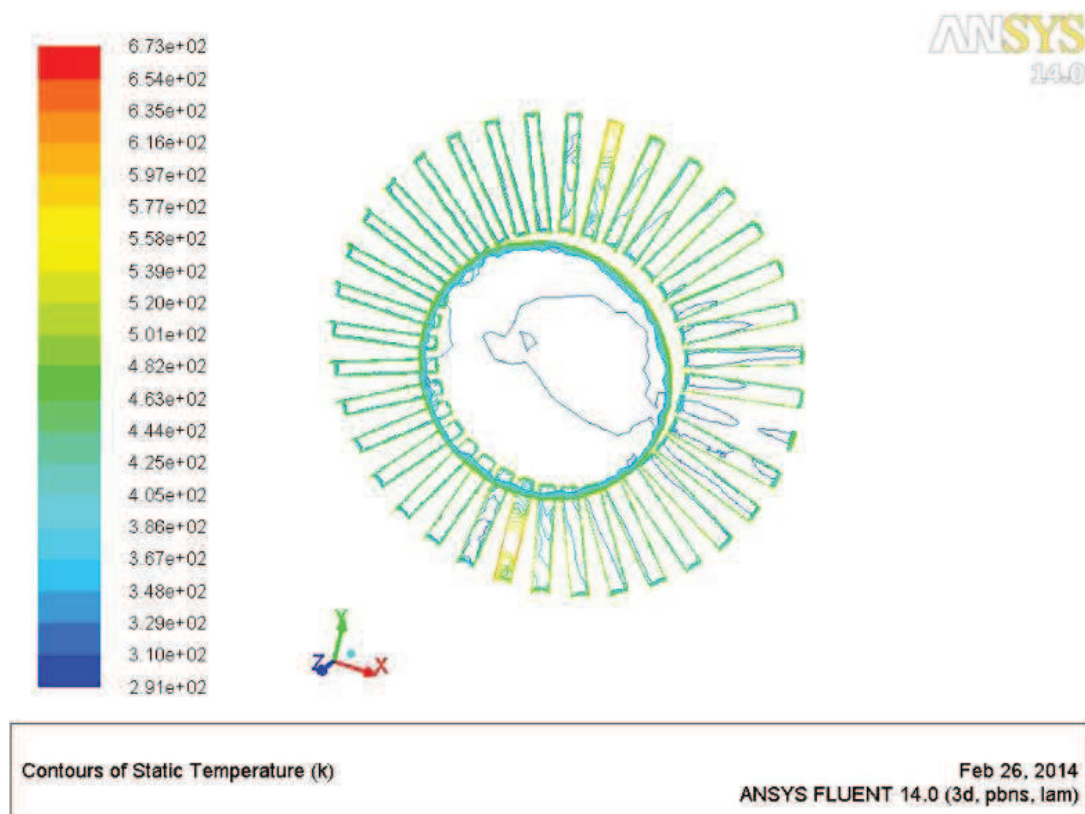


Figura 5.5 Disco ventilado

Como en el estudio anterior, se comprueba lo mismo, el disco ventilado disipa mejor el calor que el disco no ventilado debido a los canales de ventilación por donde se refrigera el disco de freno. Debido a esto que acabamos de comprobar, los vehículos de hoy en día están equipados con discos de freno ventilados.

6.- CÁLCULO DE LAS FUERZAS DE CORTE EN LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DE LA RUEDA

Primero vemos nuestro modelo y las fuerzas y momentos que le afectan a través de la siguiente figura.

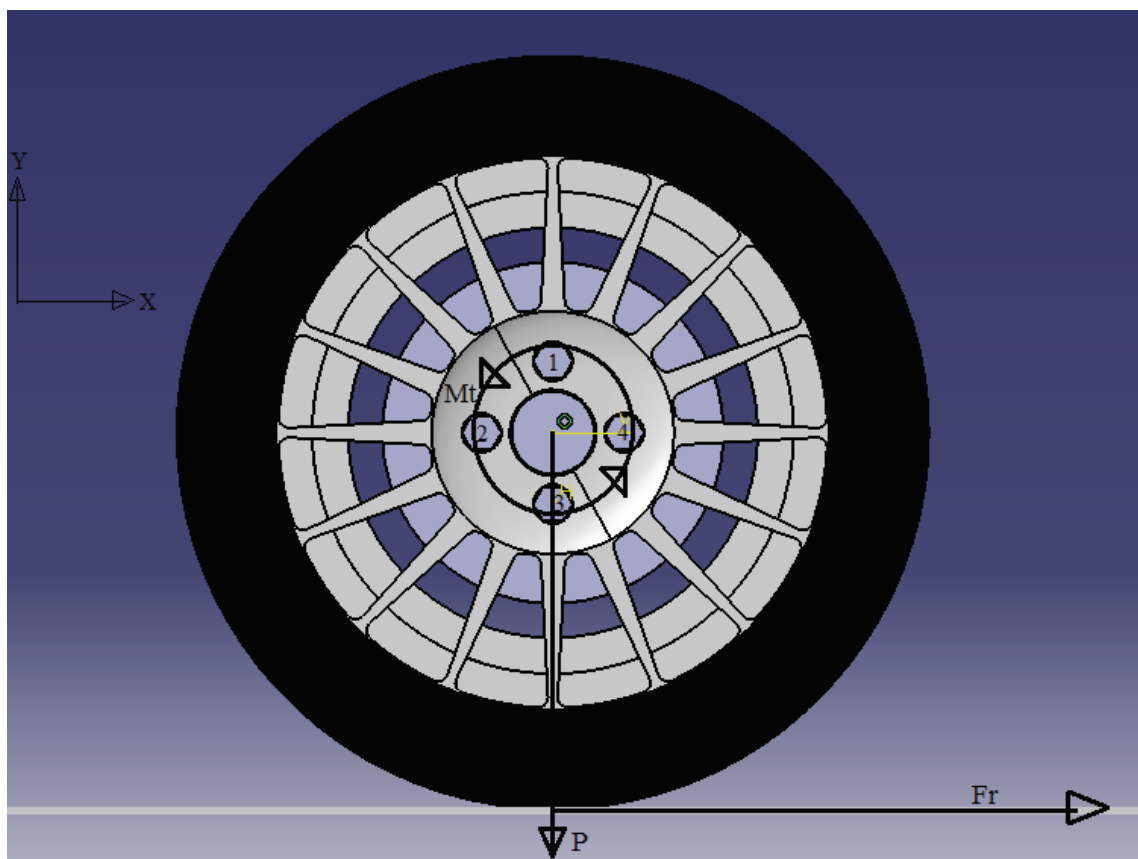


Figura 6.1 Conjunto compuesto por llanta, neumático, disco de freno, tornillos y buje

Teniendo en cuenta que los valores de las acciones de la rueda se tienen que dividir entre 4 ya que estamos haciendo el estudio para una rueda, y como par tenemos el par de frenado, por lo que tendremos:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r = \frac{F_f}{4} = \frac{12245,1}{4} = 3061,2 \text{ N} \\ P = \frac{m \cdot g}{4} = \frac{1470 \cdot 9,8}{4} = 3601,5 \text{ N} \\ M_f = I \cdot \alpha_{\text{máxvelocidad}} + F_f \cdot r_c = 0,796 \cdot 63,45 + \frac{12245,1}{4} \cdot 0,2805 = 909,19 \text{ N} \cdot \text{m} \end{array} \right.$$

Ahora procedemos a calcular las fuerzas de corte en los tornillos mediante las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} V_{P,i,x} &= \frac{P_x}{n} \\ V_{P,i,y} &= \frac{P_y}{n} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} V_{P,i,x} &= \frac{P_x}{n} = \frac{3061,2}{4} = 765,3 \text{ N} \\ V_{P,i,y} &= \frac{P_y}{n} = \frac{3601,5}{4} = 900,375 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{t,i,x} &= \frac{-M_t}{\sum_{j=1}^{n_t} (x^2 + y^2)} \cdot y_i \\ V_{t,i,y} &= \frac{M_t}{\sum_{j=1}^{n_t} (x^2 + y^2)} \cdot x_i \end{aligned} \quad (26)$$

$$V_i = \sqrt{(V_{P,i,x} + V_{t,i,x})^2 + (V_{P,i,y} + V_{t,i,y})^2} \quad (28)$$

Tornillo:

- 1) $V_{p,i,x} = 765,3 \text{ N}$ $V_{p,i,y} = 900,375 \text{ N}$ $V_{t,i,x} = -421,11 \text{ N}$ $V_{t,i,y} = 0 \text{ N}$
- 2) $V_{p,i,x} = 765,3 \text{ N}$ $V_{p,i,y} = 900,375 \text{ N}$ $V_{t,i,x} = 0 \text{ N}$ $V_{t,i,y} = -421,11 \text{ N}$
- 3) $V_{p,i,x} = 765,3 \text{ N}$ $V_{p,i,y} = 900,375 \text{ N}$ $V_{t,i,x} = 421,11 \text{ N}$ $V_{t,i,y} = 0 \text{ N}$
- 4) $V_{p,i,x} = 765,3 \text{ N}$ $V_{p,i,y} = 900,375 \text{ N}$ $V_{t,i,x} = 0 \text{ N}$ $V_{t,i,y} = 421,11 \text{ N}$

Entonces la fuerza de corte para cada tornillo:

- 1) $V_1 = 963,92 \text{ N}$
- 2) $V_2 = 902,98 \text{ N}$
- 3) $V_3 = 1489,37 \text{ N}$
- 4) $V_4 = 1527,09 \text{ N}$

7.- CONCLUSIONES DE LOS CÁLCULOS

Tras realizar los cálculos, he llegado a las siguientes conclusiones:

- He podido comprobar las diferentes fuerzas de las que depende la dinámica del frenado y acercarme a los resultados reales aunque no exactamente debido a variables que dependen de muchas situaciones que pueden variar de unas condiciones ambientales o dependiendo del conductor. No obstante, he cumplido el objetivo de adquirir el conocimiento sobre el proceso de frenado.
- He cumplido el objetivo de aprender a manejar el programa de elementos finitos Catia mediante el diseño de los discos de freno así como de la llanta, los tornillos y el neumático. Además, mediante el programa, he podido comprobar la deformación de los discos de freno cuando las pastillas de freno actúan sobre el disco y así demostrar que el disco ventilado se deforma más que el disco no ventilado debido a los canales de ventilación.

- Se ha cumplido el objetivo de aprender a manejar el programa de elementos finitos Ansys mediante el estudio térmico del disco de freno ventilado y del disco de freno no ventilado. Así mismo, se ha comprobado que el disco de freno ventilado disipa mejor el calor que el disco de freno no ventilado ya que posee un coeficiente de convección en los canales del disco que el disco de freno no ventilado no posee y así comprobando lo que se esperaba.
- A través del estudio de las fuerzas de corte que soportan los tornillos pasantes que sujetan el conjunto de la rueda hemos cumplido el objetivo de adquirir el conocimiento de cómo realizar dicho estudio y observar que resultados desprendía el mismo.

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 3: PLANOS

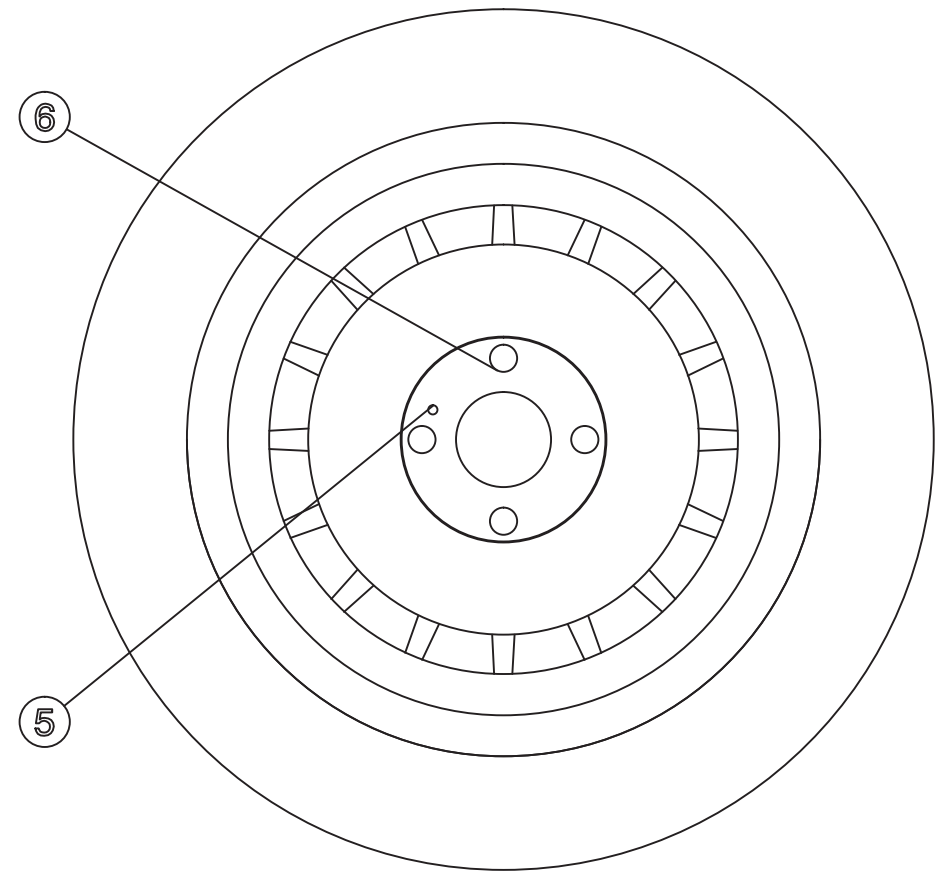
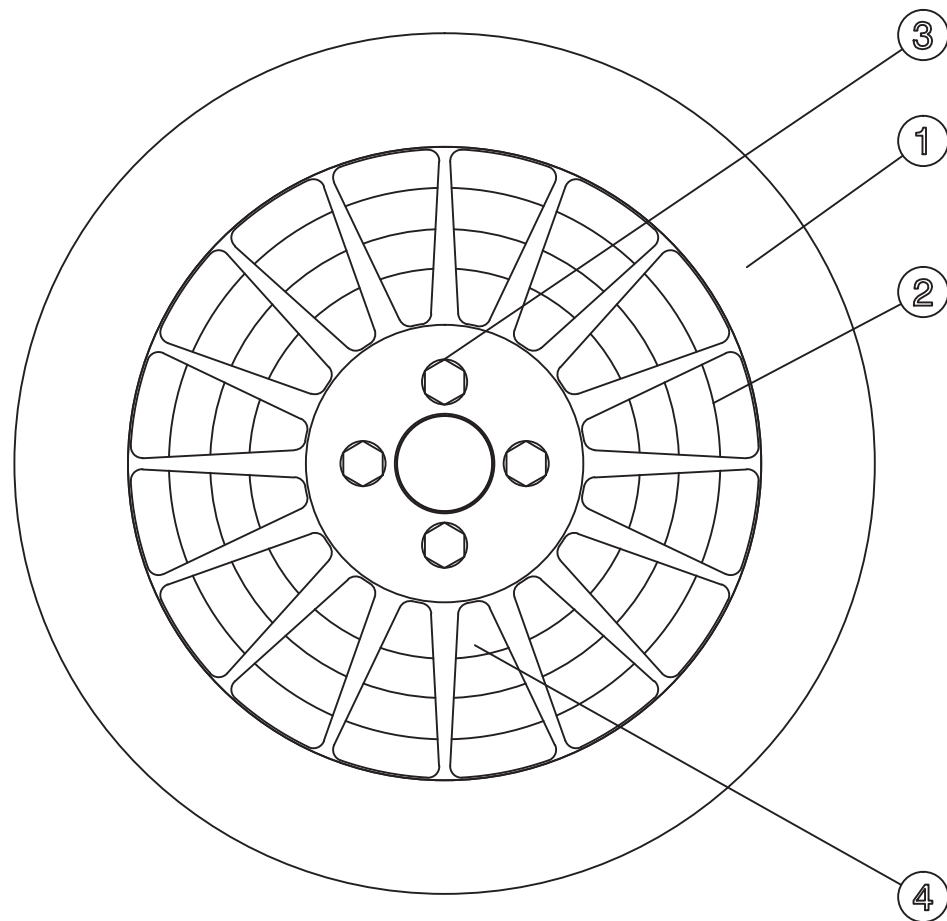
Rubén García Galea


Vanesa Estremera Carrera

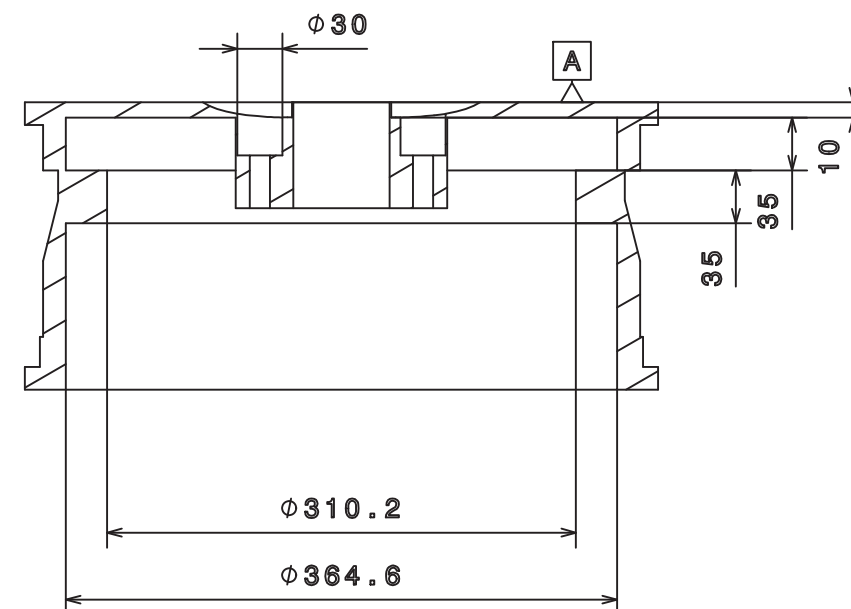
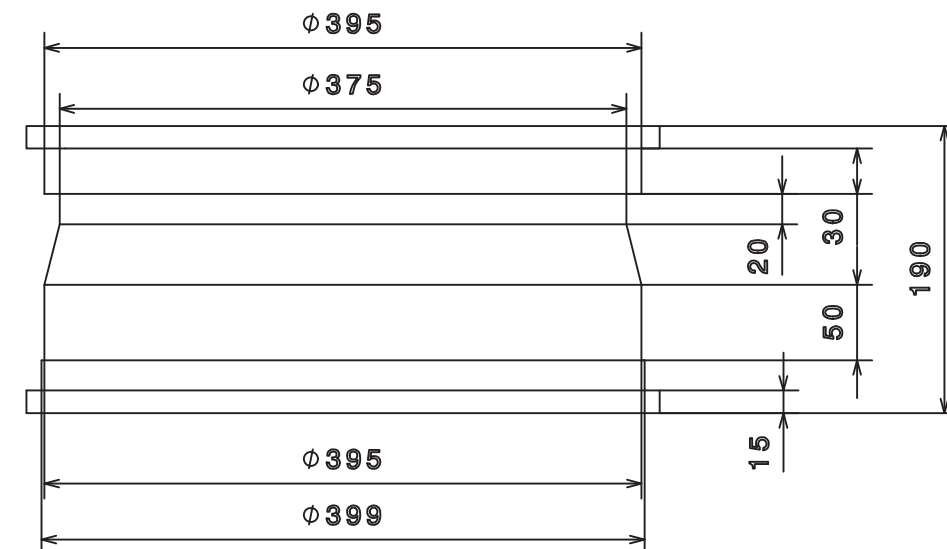
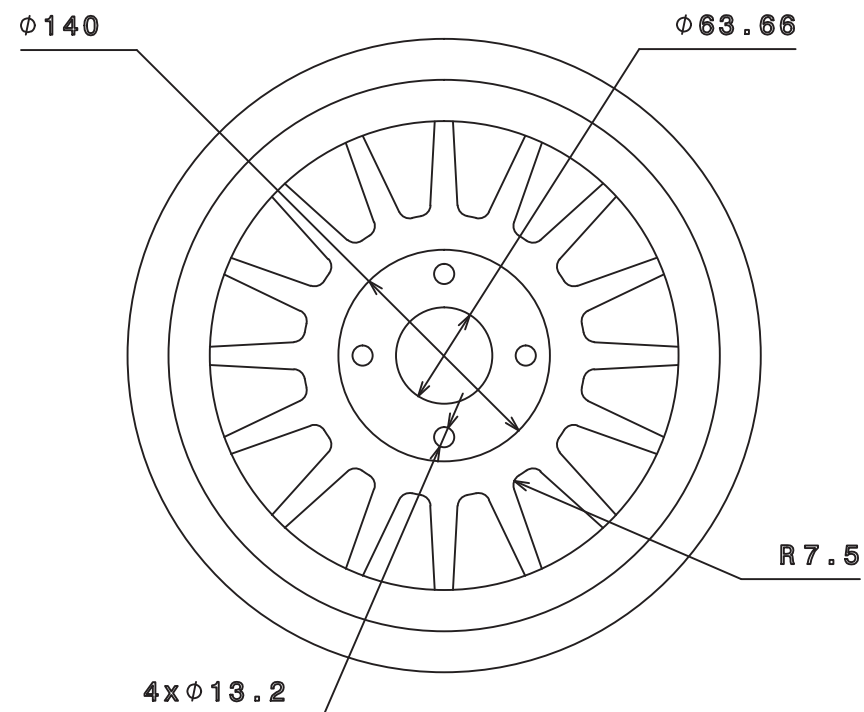
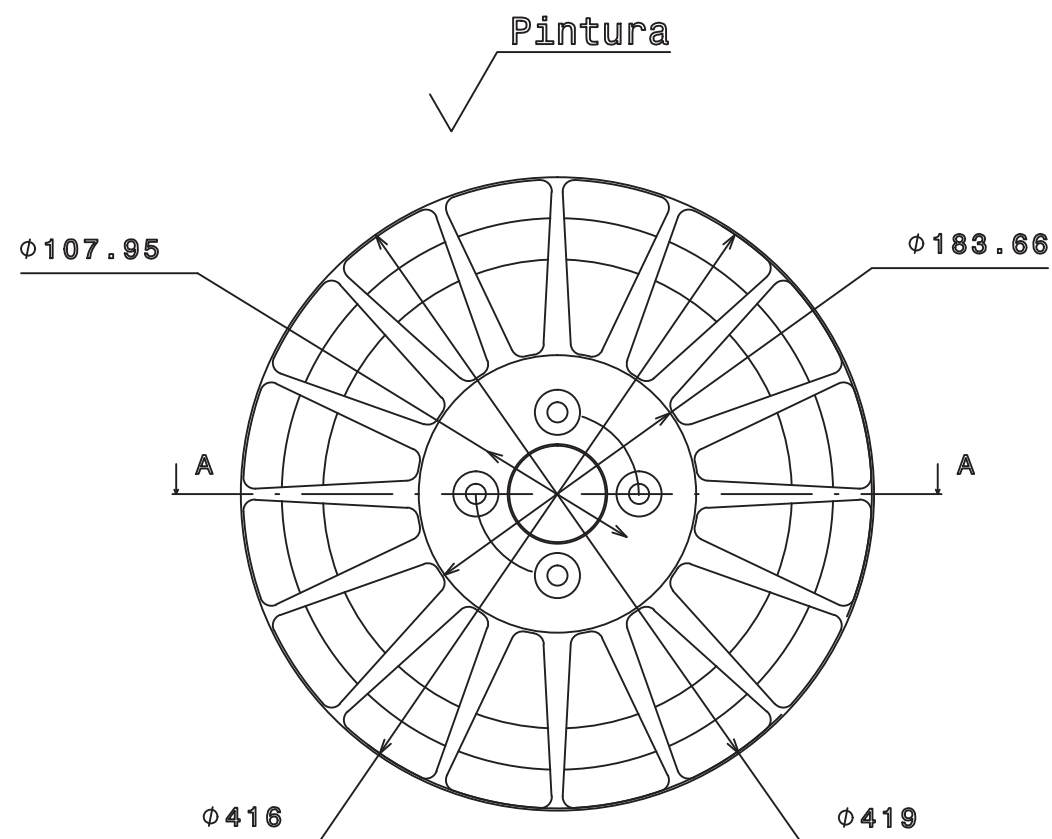
Pamplona, 28 de abril de 2014


ÍNDICE

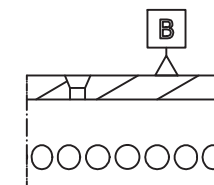
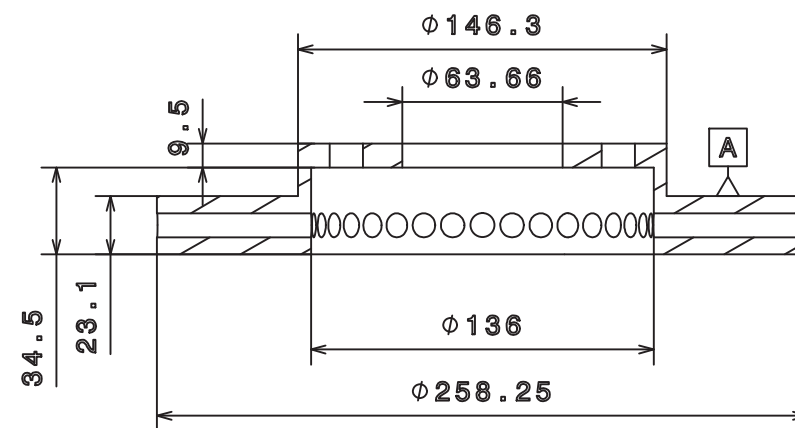
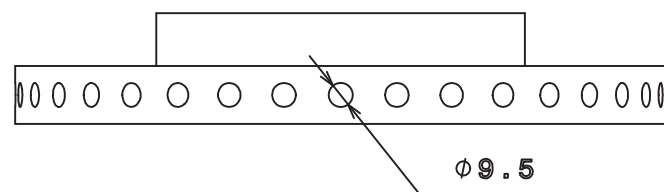
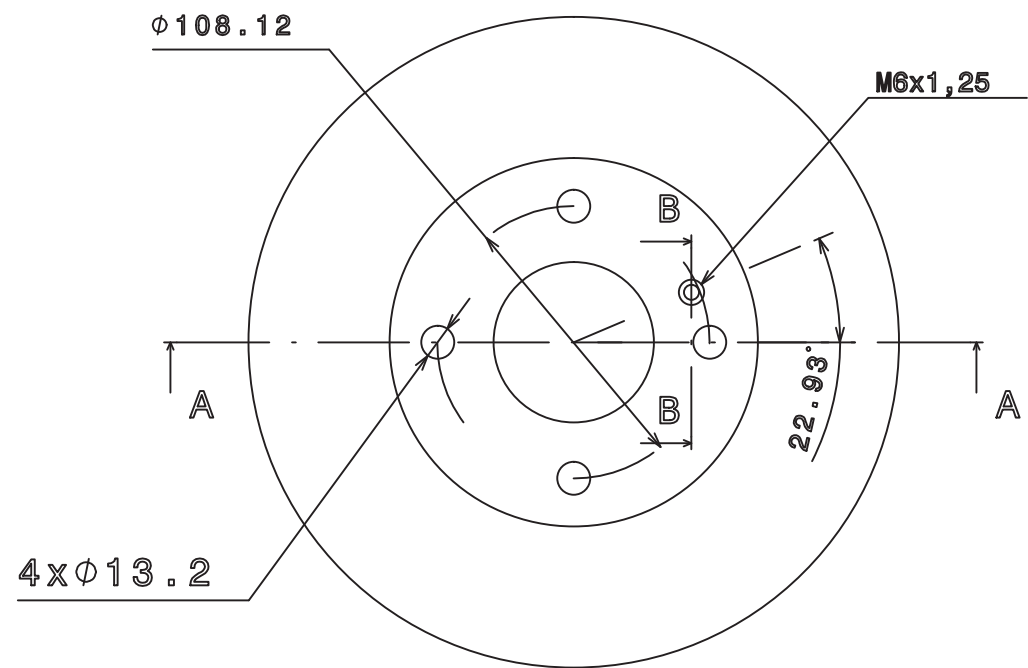
PLANO 1. RUEDA COMPLETA.....	2
PLANO 2. LLANTA	3
PLANO 3. DISCO DE FRENO VENTILADO.....	4
PLANO 4. DISCO DE FRENO NO VENTILADO	5
PLANO 5. PASTILLA FRENO DISCO	6
PLANO 6. TORNILLO SUJECCIÓN DISCO DE FRENO	7
PLANO 7. TORNILLO PASANTE	8
PLANO 8. TUERCA	9
PLANO 9. NEUMÁTICO	10
PLANO 10. BUJE.....	11



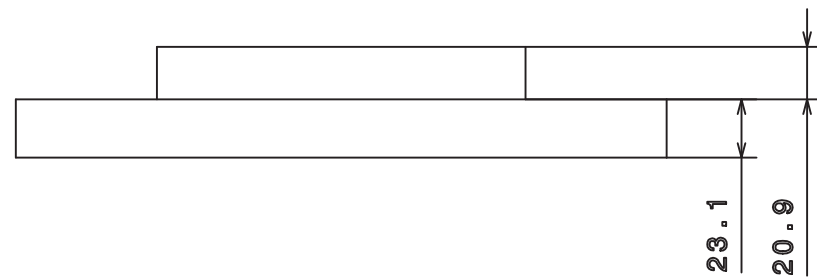
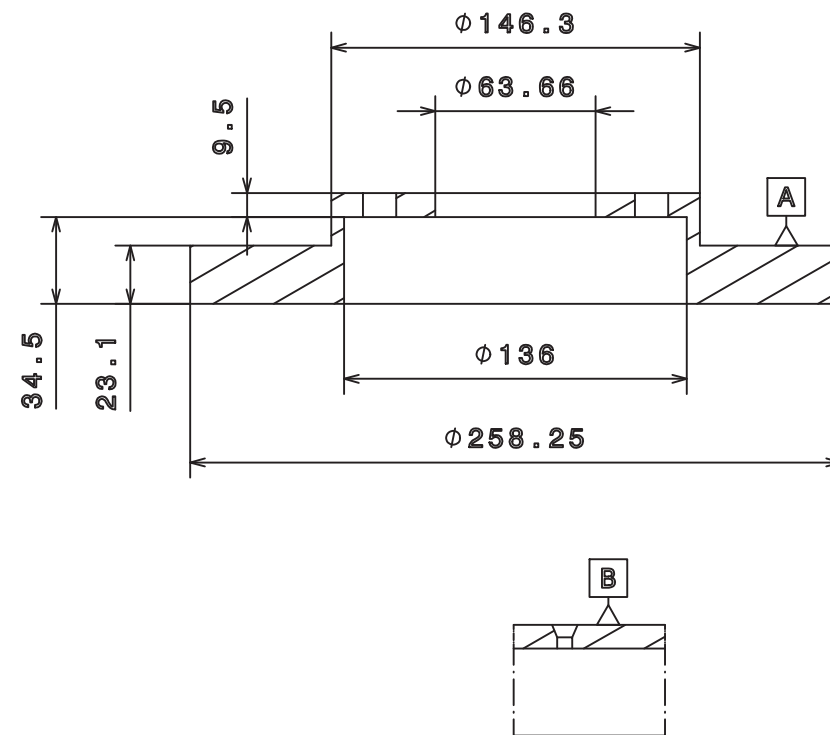
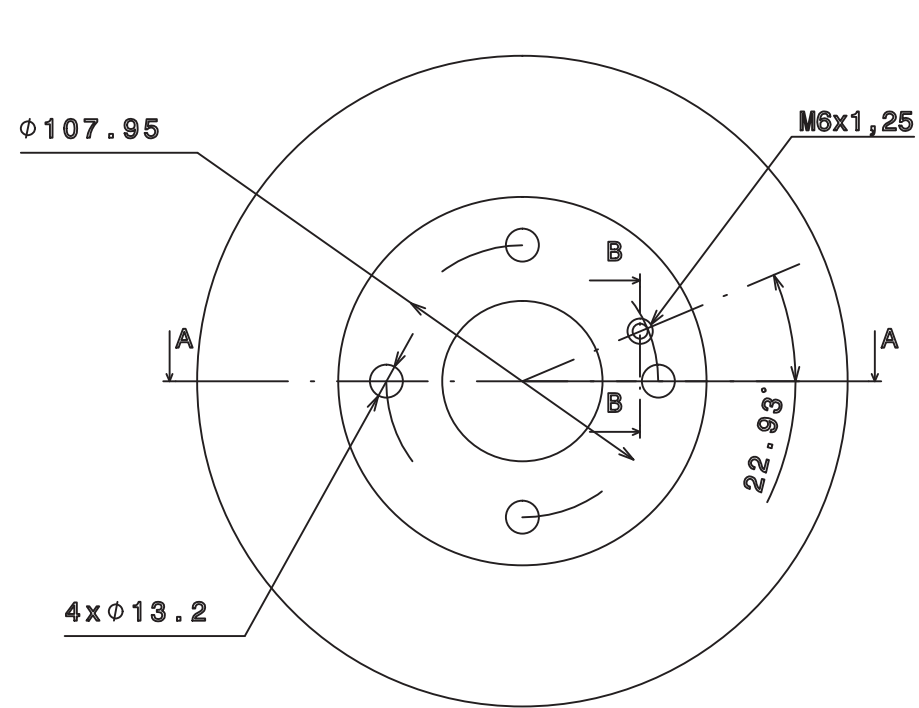
4	TORNILLO	6	ACERO
1	TORNILLO DEL DISCO DE FRENO	5	ACERO
1	DISCO DE FRENO	4	FUNDICIÓN
4	TUERCA	3	ACERO
1	LLANTA	2	ALUMINIO
1	NEUMÁTICO	1	CAUCHO
Nº PIEZAS	DENOMINACIÓN	MARCA	MATERIAL
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	
PROYECTO:		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO		REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN	
		FIRMA:	
PLANO:		FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:5
RUEDA COMPLETA		Nº PLANO: 1	




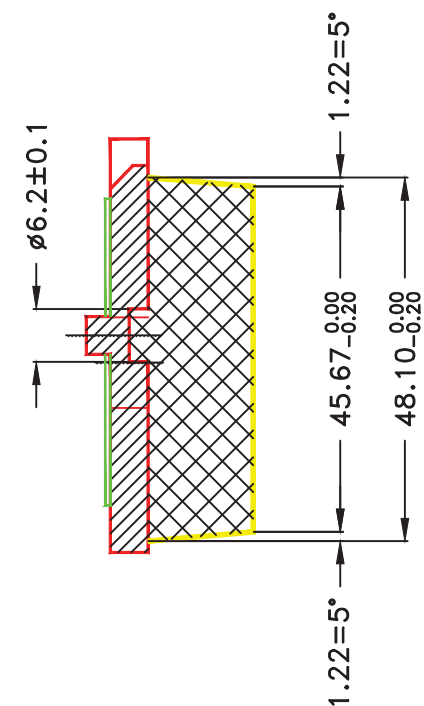
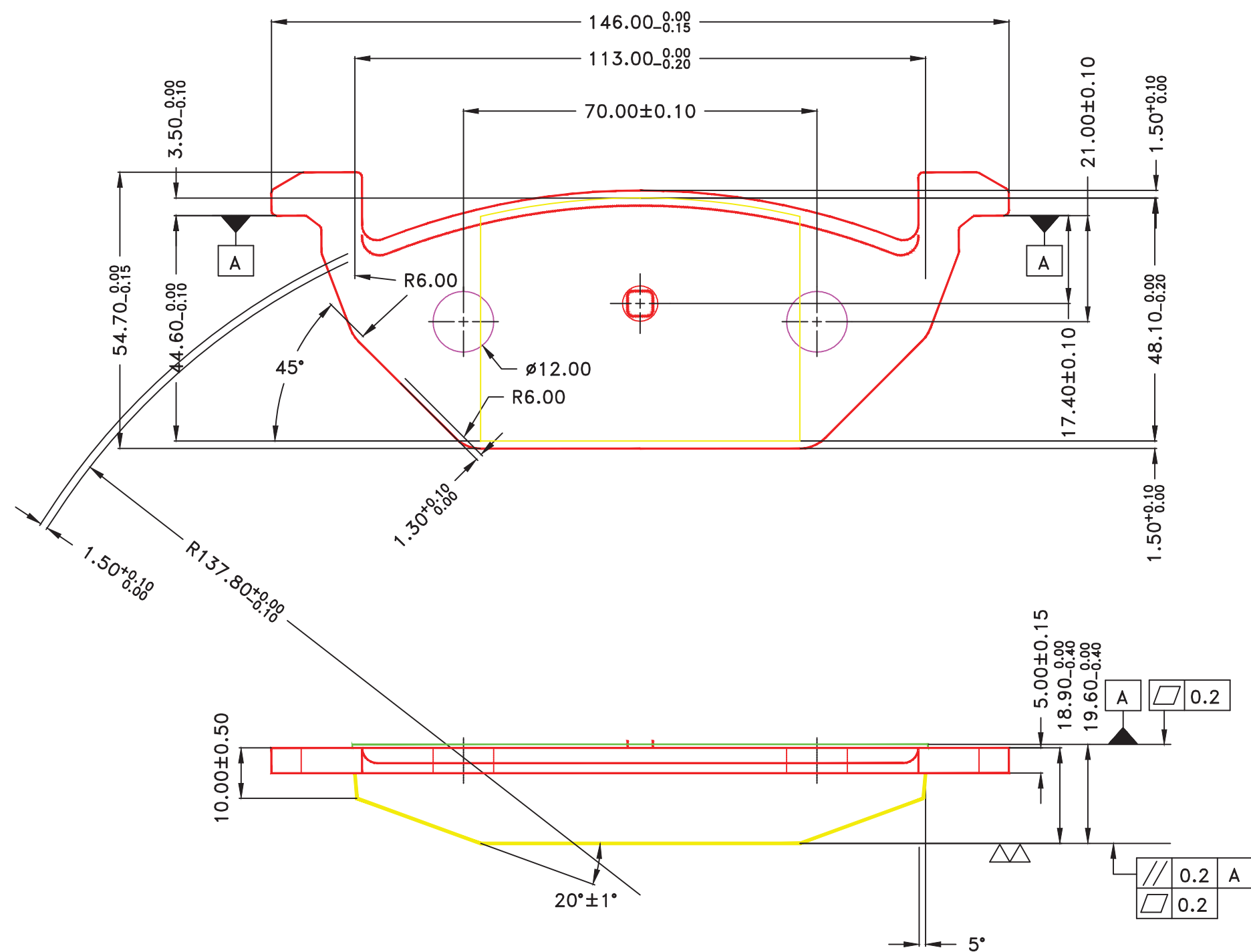
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN		
PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO			FIRMA:		
PLANO: LLANTA			FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 2




 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO		REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN	
PLANO: DISCO DE FRENO VENTILADO		FIRMA:	FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:3
			N° PLANO: 3	

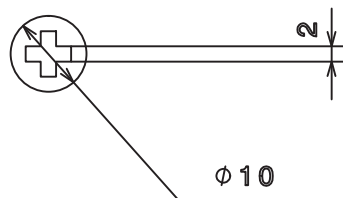
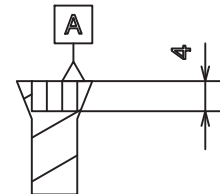
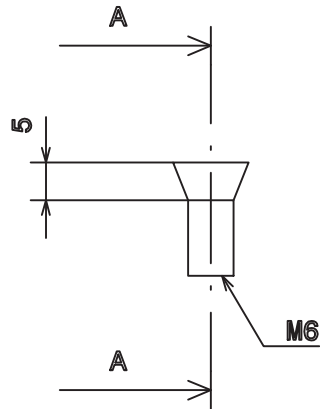


	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO				REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN		
				FIRMA:		
PLANO: DISCO DE FRENO NO VENTILADO				FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 4



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO	REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN
PLANO: PASTILLA FRENO DE DISCO	FIRMA:	FECHA: 28/04/14
	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 5

✓ Cromado



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**ANALISIS Y DISEÑO
DE UN
DISCO DE FRENO**

REALIZADO:

GARCIA GALEA RUBEN

FIRMA:

upna

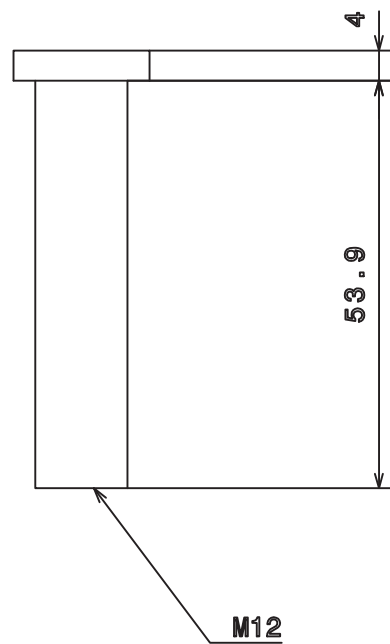
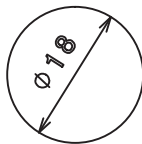
PLANO:
Todos los derechos reservados.
Eskubide guztiak erresalbatu dira

TORNILLO SUJECCIÓN DISCO DE FRENO

FECHA:
28/04/14

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
6



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

ANALISIS Y DISEÑO
DE UN
DISCO DE FRENO

REALIZADO:

GARCIA GALEA RUBEN

FIRMA:

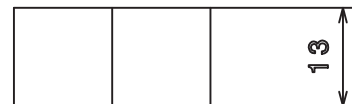
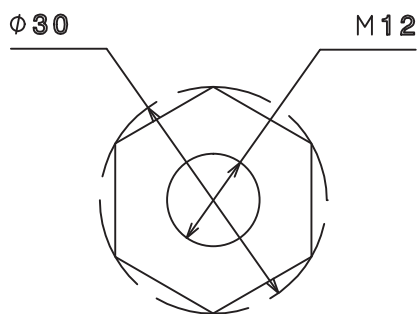
PLANO:

TORNILLO PASANTE

FECHA:
28/04/14

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
7



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO: **ANALISIS Y DISEÑO**
DE UN
DISCO DE FRENO

REALIZADO:
GARCIA GALEA RUBEN

FIRMA:

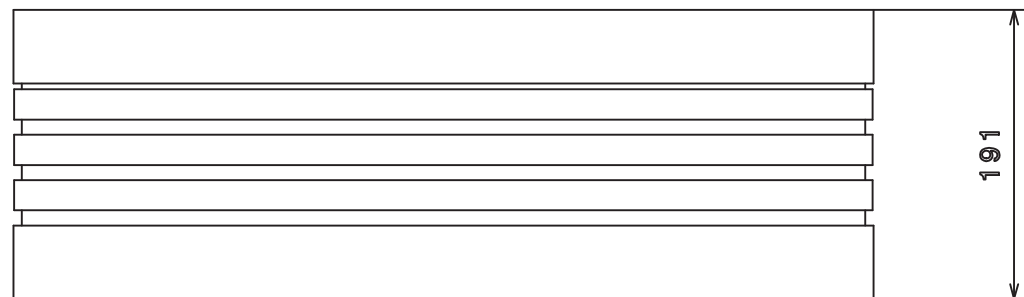
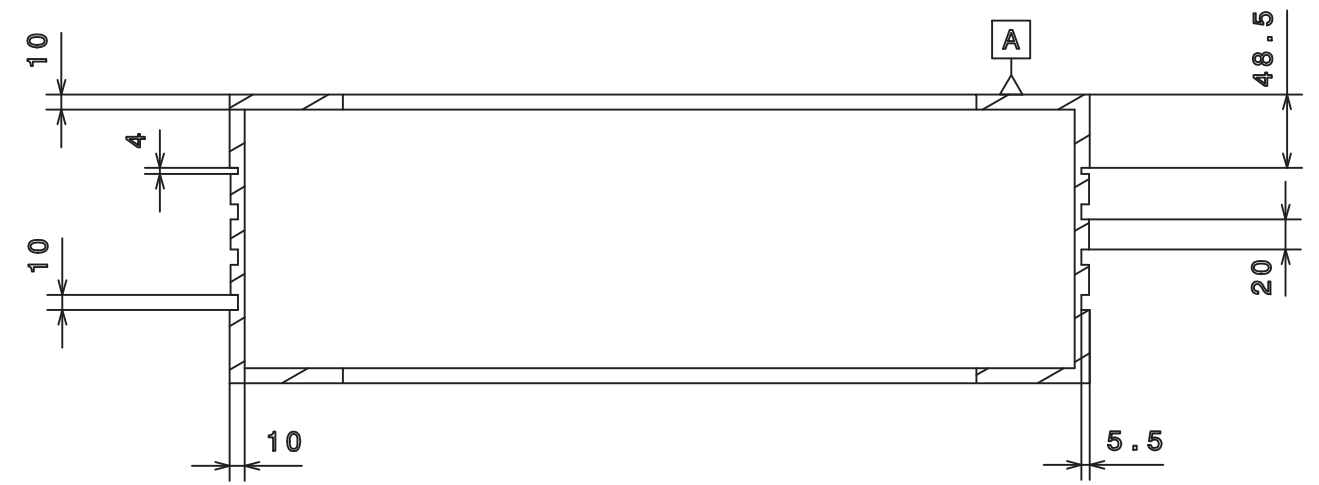
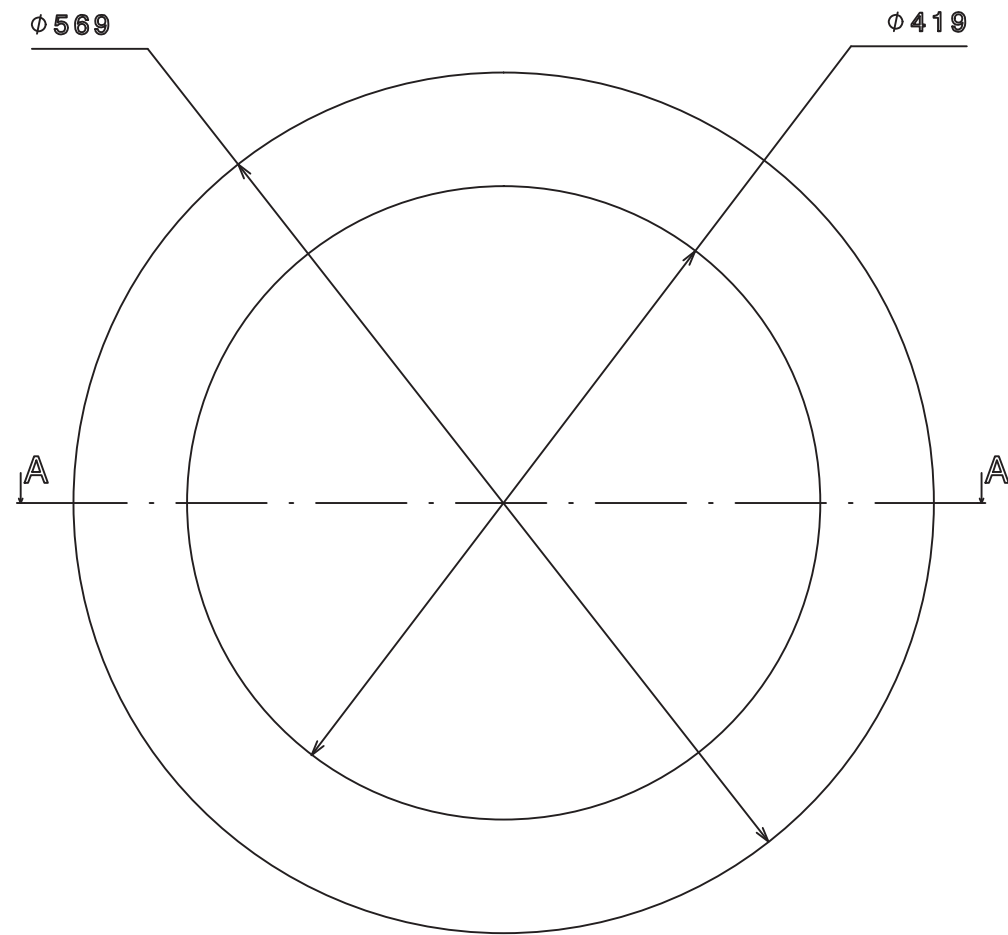
PLANO:

TUERCA

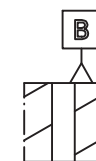
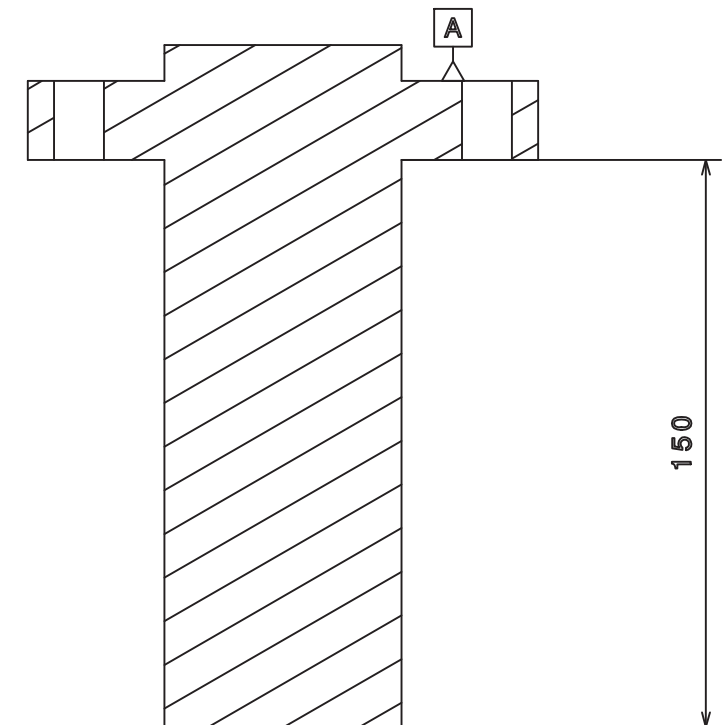
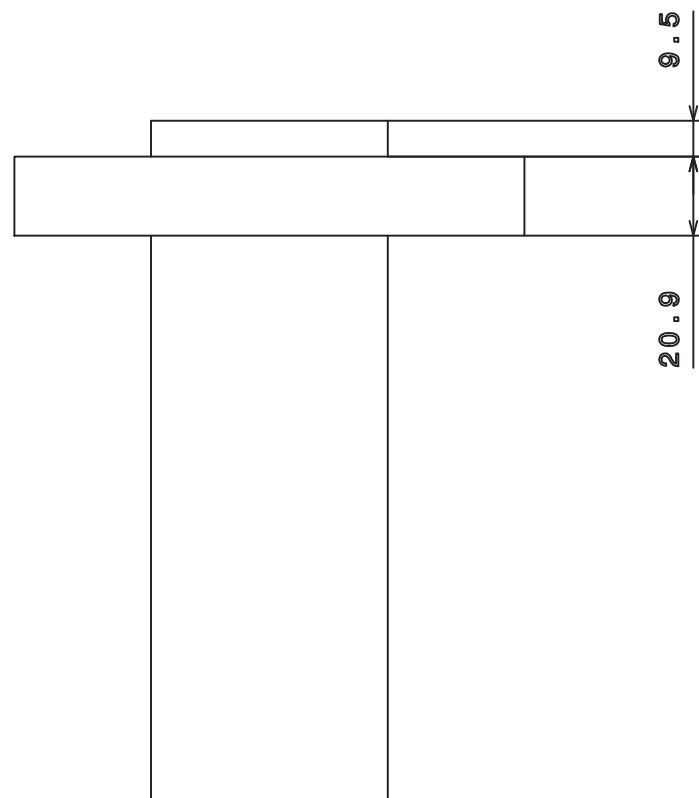
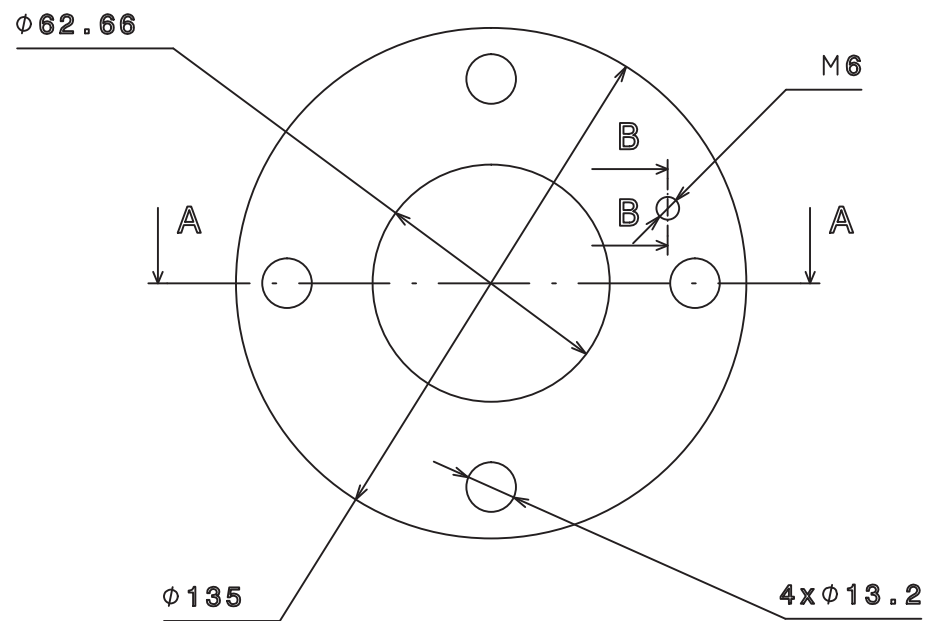
FECHA:
28/04/14

ESCALA:
1:1

Nº PLANO:
8



 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO			REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN		
			FIRMA:		
PLANO: NEUMÁTICO			FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 9



	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: ANALISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO				REALIZADO: GARCIA GALEA RUBEN		
				FIRMA:		
PLANO: BUJE				FECHA: 28/04/14	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 10

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014

ÍNDICE

1.- DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	- 2 -
2.- NORMAS Y REGLAMENTOS	- 2 -
3.-MANUAL DE MONTAJE DE LOS DISCOS DE FRENO	- 8 -

1.- DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El sistema de frenado es de vital importancia y de seguridad en un vehículo ya que proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo y, si es necesario, la detención total del mismo.

En este proyecto se va a proceder al análisis y diseño de un disco de freno. Primeramente el análisis del sistema de frenado de los vehículos y sus diferentes sistemas de frenado. Segundo, el diseño de un disco de freno que sea adecuado por sus prestaciones y para ello se realizará una comparativa de deformación y térmica entre un disco de freno ventilado y no ventilado para elegir el más adecuado.

2.- NORMAS Y REGLAMENTOS

Directiva 98/12/CE DO L81 de 18.3.1998

Según la directiva 98/12/CE DO L81 de 18.3.1998 por freno se entiende el órgano del dispositivo de frenado donde se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo. El freno puede ser de fricción (cuando las fuerzas se producen por el rozamiento de dos piezas pertenecientes al mismo vehículo, ambas en movimiento relativo pero sin contacto entre sí); eléctrico (cuando las fuerzas se producen por acción electromagnéticas entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo pero sin contacto entre sí); hidráulicos (cuando las fuerzas se producen por la acción de un líquido situado entre dos elementos del vehículo en movimiento relativo); y de motor (cuando las fuerzas proceden de un aumento controlado de la acción de frenado del motor que se transmite a las ruedas).

Dicha directiva implica que las pastillas de freno homologadas han pasado de manera satisfactoria las siguientes pruebas de rendimiento y, obviamente, la

aprobación se garantiza a nivel de número de referencia a partir de la aplicación específica del ensayo en carretera.

1.- El rendimiento de los sistemas de freno según el Reglamento 13, debe coincidir con las pruebas requeridas para la aprobación de las nuevas pastillas de freno en origen (O.E.). Se evalúa para asegurar que las pastillas de freno cumplen con los requisitos de aprobación.

2.- Además, las pastillas de freno destinadas al mercado del recambio libre deben pasar de manera satisfactoria las siguientes pruebas de rendimiento:

- Prueba de sensibilidad a la velocidad.

La prueba está destinada a asegurar que el frenado (la deceleración) de las pastillas de freno en proceso de evaluación muestran desviaciones de deceleración menores a diferentes velocidades (65, 100 y 135 Km/h). Dichas variaciones en la deceleración están permitidas hasta un +/- 15% de los valores obtenidos a la velocidad más baja.

-Prueba de compresibilidad.

Para evitar un excesivo desplazamiento del pedal de freno, la compresibilidad del material de fricción no debe exceder los siguientes límites:

- Compresibilidad de frío: menos del 2% a temperatura ambiente.
- Compresibilidad de calor: menos del 5% a 500°C

- La adherencia.

La adherencia entre el material de fricción y la placa de refuerzo de la pastilla de freno debe alcanzar al menos el valor del ensayo de corte de Newton 250 por centímetro cuadrado de la forma del material de fricción.

3.- Marcaje y Embalaje Para facilitar la identificación de las pastillas de freno homologadas, éstas, así como su embalaje, deben también cumplir con el reglamento 90 relativo a los datos que deben aparecer tanto en la pastilla de freno como en su embalaje.

ISO/TS16949

ISO/TS16949 fue desarrollado por los principales fabricantes de automóviles del mundo. Se basa en la norma ISO 9001 y normas nacionales de calidad dentro la industria automotriz, y se puede integrar fácilmente con las normas que ya están en uso. La norma se aplica a todos los fabricantes en el mundo dentro de la cadena de suministro automotriz - para vehículos, sus partes, componentes o sistemas. La última revisión de la norma ISO/TS 16949 fue publicada en junio de 2009.

Certificación de un sistema de gestión de calidad ISO / TS 16949 demuestra tanto el compromiso de la calidad del producto y el cumplimiento de los requerimientos del cliente. La norma implementa un proceso continuo que ayuda a encontrar y reportar las áreas de mejora de su sistema de gestión y los procesos que afectan su negocio.

Un proveedor con un certificado ISO/TS16949 ingresa automáticamente en una base de datos mundial de proveedores. La base de datos es utilizada

exclusivamente por los fabricantes de equipos originales (OEM) para mantenerse al día sobre el estado de certificación, y el rendimiento de sus proveedores. La certificación es a menudo un pre-requisito de contrato.

Otros beneficios de la norma ISO/TS 16949 son:

- Mejora de los procesos y la calidad del producto
- Reducción de la necesidad de varias auditorias de segunda y tercera parte
- Aumento en la confianza al hacer una oferta para contratos de suministro globales
- Credibilidad asegurada en licitación de contratos de suministros globales o expansión de los negocios a nivel local
- Reducción de las variaciones de la producción y la mejora en la eficiencia de fabricación, impactando los resultados de la línea de fondo de manera positiva. La norma ISO 9001 y normas nacionales de calidad dentro la industria automotriz, y se puede integrar fácilmente con las normas que ya están en uso. La norma se aplica a todos los fabricantes en el mundo dentro de la cadena de suministro automotriz - para vehículos, sus partes, componentes o sistemas.

ECE R90

ECE R90 estipula que todas las pastillas de freno vendidas para su uso en vehículos fabricados con posterioridad a esa fecha deben ser sometidas a prueba y cumplir con la normativa R90.

Estas pruebas, que consisten en tomar cada vehículo homologado utilizado en la vía pública dentro del territorio europeo y analizar el comportamiento de los frenos delantero y trasero con las piezas originales comparándolo con el obtenido con productos de recambio no originales, han cerrado las puertas de Europa a las pastillas de freno baratas y de mala calidad.

Las pruebas incluyen análisis de fricción en frío y en caliente de los frenos y si un producto se aprueba conforme a la R90 puede afirmarse con seguridad que tal producto es igual o incluso mejor que los productos del equipo original.

De este modo, en las pastillas de freno se señalará un código referente a la normativa R90 y un código de país enmarcado dentro de un círculo, por ejemplo E1 para Alemania o E11 para Reino Unido, que indica el lugar donde el producto ha sido sometido a prueba.

REGLAMENTO (CE) nº 1907/2006 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO 18/12/2006

El presente Reglamento debe garantizar un nivel elevado de protección de la salud humana y el medio ambiente así como la libre circulación de sustancias, como tales, en forma de preparados o contenidas en artículos, y fomentar al mismo tiempo la competitividad y la innovación. El presente Reglamento debe fomentar asimismo el desarrollo de métodos alternativos para evaluar los riesgos que plantean las sustancias.

UNE EN 10025 Y UNE EN 10210-1

La designación comercial actual de aceros es la que figura en las dos normas UNE EN 10026 Y UNE EN 10210-1 y según la tabla 2.1 se indican las características mecánicas exigibles.

DESIGNACIÓN	Espesor nominal, t (mm)				Temperatura del Ensayo Charpy
	f_y (N/mm ²)			f_u (N/mm ²)	
	$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t$	$3 < t \leq 100$	
S235 JR					20
S235 J0	235	225	215	360	0
S235 J2					-20
S275 JR					20
S275 J0	275	265	255	410	0
S275 J2					-20
S355 JR					20
S355 J0	355	345	335	470	0
S355 J2					-20
S355 K2					-20 ¹⁾
S450 J0	450	430	410	550	0
<p>¹⁾ Se exige una energía mínima de 40J.</p> <p>f_p: torsión de límite elástico del material.</p> <p>f_r: tensión de rotura.</p> <p>Las siguientes son características comunes a todos los aceros:</p> <p>Módulo de Elasticidad.....210.000 N/mm²</p> <p>Módulo de Elasticidad a caliente.....81.000 N/mm²</p> <p>Coefficiente de Poisson.....0,3</p> <p>Coefficiente de dilatación.....1,2-10 °C)⁻¹</p> <p>Densidad.....7.850 kg/m³</p>					

Tabla 2.1 Designaciones y características mecánicas de los aceros

3.-MANUAL DE MONTAJE DE LOS DISCOS DE FRENO

1. Ruedas y neumáticos:

- a. Perfectamente equilibradas.
- b. Sin alabeo lateral ni vertical.
- c. Concentricidad y planeidad de las llantas correctas.
- d. Apretar sólo según el par de apriete prescrito y en la secuencia correcta (en cruz y con el mismo par)

2. Pinza de freno:

- a. Buen estado general.
- b. Tapones protectores sin desperfectos.
- c. Perfecto desplazamiento del pistón.
- d. Elementos guía en buen estado (manguitos-guía, pernos-guía y vías de las guías).
- e. Buena movilidad de las nuevas pastillas de freno en la guía de la pinza y del soporte.

3. Pastillas de freno:

- a. Utilizar únicamente pastillas de freno homologadas.
- b. Seleccionar las pastillas adecuadas según el vehículo/año modelo.
- c. Las nuevas pastillas de freno deben tratarse con la mayor suavidad posible; evite frenadas bruscas innecesarias durante los primeros 200 Km.

4. Discos de freno:

- a. Sustituir siempre los dos discos de un mismo eje; éstos deben proceder del mismo embalaje.
- b. Eliminar la protección anticorrosión con un producto adecuado.

- c. Las superficies de la brida y del centrado del disco deben estar limpias, exentas de rebabas y sin desperfectos.
- d. En el caso de discos de freno autoventilados, debe prestarse atención al sentido de giro; no retirar las pinzas de equilibrado.
- e. Realizar un centrado perfecto con el par de apriete prescrito y en la secuencia correcta.
- f. Al cambiar los discos de freno de un mismo eje, deben cambiarse también las pastillas de freno por pastillas homologadas.
- g. En vehículos con problemas, abridar los discos de freno con el par de apriete prescrito. Verificar con el reloj comparador que el alabeo lateral sea de 10 mm desde el borde exterior hasta la superficie de fricción.
- h. En caso de alabeo lateral excesivo, corregir gradualmente, si es posible, la posición del disco de freno con el círculo perforado, volviendo a comprobar cada vez el alabeo lateral.

5. Buje de la rueda:

- a. Repasar las superficies de la brida y el centrado con tela de esmeril; el metal debe quedar brillante.
- b. No deben aplicarse pastas deslizantes.
- c. No deben quedar restos de óxido ni suciedad.
- d. La superficie de la brida y el centrado no deben presentar deformaciones ni daños.
- e. Verificar la planeidad axial y si las superficies de la brida y el centrado están perfectamente planas.

6. Suspensión de las ruedas:

- a. Los casquillos de la dirección y los silentblocs no deben presentar holgura ni desgaste.
- b. Si es necesario, sustituirlos por modelos más duros.
- c. Los casquillos de goma de la barra estabilizadora no deben presentar holgura ni desgaste.
- d. Los amortiguadores y las patas telescópicas deben funcionar perfectamente.
- e. El ajuste del eje delantero debe cumplir con las especificaciones del fabricante.

7. Rodamiento:

- a. Comprobar si existe desgaste o desperfectos.
- b. Ajustar y asentar según las prescripciones.

8. Piezas de transmisión de la dirección:

- a. Comprobar el desgaste del mecanismo de dirección.
- b. Las cabezas de las barras de acoplamiento y los brazos intermedios no deben presentar desgaste.
- c. Los amortiguadores de la dirección deben funcionar perfectamente.

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 5: PRESUPUESTO

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014

ÍNDICE

1.- PRESUPUESTO	- 2 -
1.1.- TABLA DE COSTES DE DISEÑO DEL DISCO DE FRENO	- 2 -

1.- PRESUPUESTO

El presupuesto se va a realizar como si fuera una oficina técnica en la cual hemos realizado el diseño del disco de freno. Los precios de los diferentes elementos que hemos utilizado serán los de comercialización y no los de fabricación.

1.1.- TABLA DE COSTES DE DISEÑO DEL DISCO DE FRENO

DENOMINACIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Diseño y estudio	Horas	30	9,48	284,4
Programa Ansys	Horas	15	11,85	177,75
Programa Catia	Horas	10	11,85	118,5
Disco de freno		1	64,40	64,40
Pastilla de freno		2	10,86	21,72
Llanta		1	118,5	118,5
Neumático		1	57,63	57,63
Tornillo sujeción rueda M12x1,25		4	0,95	3,80
Tuerca M12x1,25		4	0,63	2,52
Tornillo sujeción disco freno M6x1,25		1	1,18	1,18
Cilindro maestro hidráulico		1	142,38	142,38

TOTAL MATERIALES	992,78
ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD (2%)	19,85
GASTOS GENERALES (5%)	49,64
BENEFICIO INDUSTRIAL (10%)	99,27
I.V.A. (21%)	208,48
Recordatorio ingeniero	
TOTAL SIN I.V.A.	1161,54
TOTAL CON I.V.A.	1370,02

EL PRESUPUESTO TOTAL ASCIENDE A MIL TRESCIENTOS SETENTA EUROS CON DOS CÉNTIMOS.

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN DISCO DE FRENO

DOCUMENTO 6: BIBLIOGRAFÍA

Rubén García Galea

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, 28 de abril de 2014

ÍNDICE

1.- LIBROS	- 2 -
2.- PÁGINAS WEB	- 2 -
3.- ASESORAMIENTO Y CONSULTA	- 3 -
4.- PROGRAMAS	- 3 -

1.- LIBROS

-INGENIERIA DEL AUTOMOVIL, SISTEMAS Y COMPORTAMIENTO DINAMICO. Pablo Luque. Daniel Álvarez. Carlos Vera. Ed Paraninfo 2008

-SISTEMAS DE TRANSMISION Y FRENADO. J.M. Alonso Pérez. Ed Paraninfo 1996

-PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Frank Kreith. Thomson Paraninfo 2002

-TRANSFERENCIA DE CALOR. Anthony F. Mills. Irwin 1995

-TRANSFERENCIA DE CALOR. Jack Philip Holman. McGraw-Hill Interamericana de España 1998

-MECÁNICA DE FLUIDOS. Frank M. White. McGraw-Hill Interamericana de España 2004

-TRANSMISIÓN DE CALOR. Alan J. Chapman. Interciencia 1968

2.- PÁGINAS WEB

- www.ate-brakes.com

- www.brembo.com

- www.ford.es

- www.oscaro.es

3.- ASESORAMIENTO Y CONSULTA

Profesorado del Departamento de Ingeniería Mecánica Energética y de Materiales:

- PÉREZ DE EULATE ARZOZ, EDUARDO.
- GARCÍA ORTEGA, JUSTO.

4.- PROGRAMAS

- CATIA V5R18
- ANSYS 14.0
- AUTOCAD 2014
- MICROSOFT WORD 2013
- MICROSOFT EXCEL 2013
- MICROSOFT POWERPOINT 2013

PAMPLONA, ABRIL 2014

Firmado:

RUBÉN GARCÍA GALEA